

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Dynamika pohybu závodního automobilu a volba jízdní
stopy

Dynamics of a Racing car Motion and Ideal Racing line

Student:

Bc. Lukáš Pavelka

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Pavelka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Dynamika pohybu závodního automobilu a volba jízdní stopy**
Dynamics of a Racing Car Motion and Ideal Racing Line

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Základy teorie jízdní stopy
4. Výpočet modelových případů jízdy závodního automobilu
5. Negativní aspekty volby ideální jízdní stopy
6. Návrhy a doporučení
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7
Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Pavelka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Joži Davida 1062/50A, 747 06 Opava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PAVELKA, L. Dynamika pohybu závodního automobilu a volba jízdní stopy: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 59 s. Vedoucí práce: Ing. Michal Richtář.

Diplomová práce se zabývá dynamikou pohybu závodního automobilu a volbou jízdní stopy. V teoretické části práce se zabývám rozбором jednotlivých dynamických účinků působících na vozidlo a výpočtem těžiště vozidla. V praktické části se věnuji základům teorie jízdní stopy a jejími vlivy na průjezd zatáčkou. Dále se v práci zaměřuji na výpočty modelových případů jízdy závodního automobilu, které jsou podkladem pro následné návrhy a doporučení pro vývoj druhého prototypu Formula Student SAE Vysoké školy Báňské - Technické univerzity Ostrava. V závěru práce poukazuji na negativní aspekty volby ideální jízdní stopy.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PAVELKA, L. Dynamics of a Racing car Motion and Ideal Racing line: Diploma thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of transport, 2014, 59 p. Thesis head: Ing. Michal Richtář.

Diploma thesis deals with the dynamics of a movement of a racing car and a choice of the driving lane. In theoretical part, I deal with analysis of individual dynamic impacts applied to the vehicle and with calculation of the center of gravity of the vehicle. In practical part, I focus on calculation of a model case of driving racing car, which are the base for subsequent suggestions and recommendations for the development of the second prototype of Student Formula SAE in VŠB - Technical university of Ostrava. In conclusion of the thesis, I point out the negative aspects of the ideal driving lane.

Obsah diplomové práce

1 Úvod	7
2 Teoretický rozbor problému	8
2.1 Základní pohybová rovnice silničního vozidla	8
2.1.1 Hnací síla na kolech	9
2.1.2 Odpor valení	10
2.1.3 Odpor stoupání	12
2.1.4 Odpor vzduchu	14
2.1.5 Odpor zrychlení	17
2.1.6 Odpor tahu.....	18
2.2 Těžiště vozidla	19
3 Základy teorie jízdní stopy.....	22
3.1 Apex	23
3.2 Průjezd zatáčkou	25
3.3 Příčná stabilita vozidla v zatáčce	26
4 Výpočet modelových případů jízdy závodního automobilu	29
4.1 Formula Student SAE	31
4.2 Výpočet těžiště vozidla	33
4.3 Změna zatížení náprav vozidla při brzdění.....	35
4.4 Minimální brzdná dráha	37
4.5 Příčná stabilita vozidla pro jízdu zatáčkou	39
4.6 Určení nejvyšší dosažitelné rychlosti vozidla	41
4.7 Výpočet limitní odstředivé síly.....	42
4.8 Vliv hnacího momentu na zatížení náprav	43
4.9 Teoretický výpočet maximálního zrychlení a doba potřebná k ujetí 75 metrů	45
4.10 Výpočet šířky pásu	46
5 Negativní aspekty volby ideální jízdní stopy	49
6 Návrhy a doporučení.....	50
7 Závěr	52
8 Seznam použité literatury	54
9 Seznam tabulek a obrázků	55
10 Seznam příloh.....	57

1 Úvod

Dynamika pohybu silničního vozidla je téma, kterému se inženýři věnují již dlouhou řadu let. Pohyb vozidla nezajímá jen závodní týmy, podvědomě se ji zabývá při jízdě vozidlem každý z nás, ale každý z jiného úhlu pohledu.

Velkým přínosem pro pochopení pohybu vozidla jsou bezesporu poznatky, které přináší jak samotní jezdci závodních automobilů, tak týmy ze svých zkušeností, ať už při testování nebo ze samotného ostrého závodu či při vytváření studií jízdy. Tyto zkušenosti jsou přínosem především pro další rozvoj, studie a porozumění pohybu vozidla, a to zejména pro konstruktéry, spolehlivostní inženýry, designéry a mnohé další, kteří se podílejí na vývoji stále lepších technologií a inovací.

Pro samotný pohyb vozidla však nestačí sestavit pouze rovnice pohybu, ale je také velice důležité si uvědomit a brát v potaz chování a reakce řidiče, které hrají významnou roli.

Celá diplomová práce je pojata jako teoretický rozbor problémů při pohybu závodního vozidla, kde veškeré provedené výpočty předkládají návody pro následná doporučení vycházející z koncepce prototypu vozidla Formula Student SAE.

Cílem této práce je přinést ucelený pohled na teorii jízdy a volbu ideální jízdní stopy závodního vozidla. Dále má práce poukázat na úskalí negativních aspektů volby ideální jízdní stopy a přinést návrhy a doporučení z vypočtených modelových případů jízdy závodního automobilu, které budou dále sloužit jako podklad pro vývoj druhého prototypu Formula Student SAE Vysoké školy Báňské - Technické univerzity Ostrava.

2 Teoretický rozbor problému

Celá teorie pohybu silničního vozidla vychází ze základní pohybové rovnice silničního vozidla, která zohledňuje veškeré faktory, které ovlivňují pohyb vozidla.

Pro překonání jízdních odporů, mezi které patří: odpor sklonu, odpor valení, odpor vzduchu, odpor ze zrychlení a při jízdě s přípojným vozidlem také odpor tahu, je zapotřebí přivést dostatečnou hnací sílu na kola vozidla.

2.1 Základní pohybová rovnice silničního vozidla

Základní pohybová rovnice silničního vozidla vychází z rovnováhy sil automobilu:

$$F_k = O_f + O_s + O_v + O_a + O_t \quad [\text{N}] \quad (2.1)$$

kde:

F_k hnací síla na kolech [N]

O_f odpor valení [N]

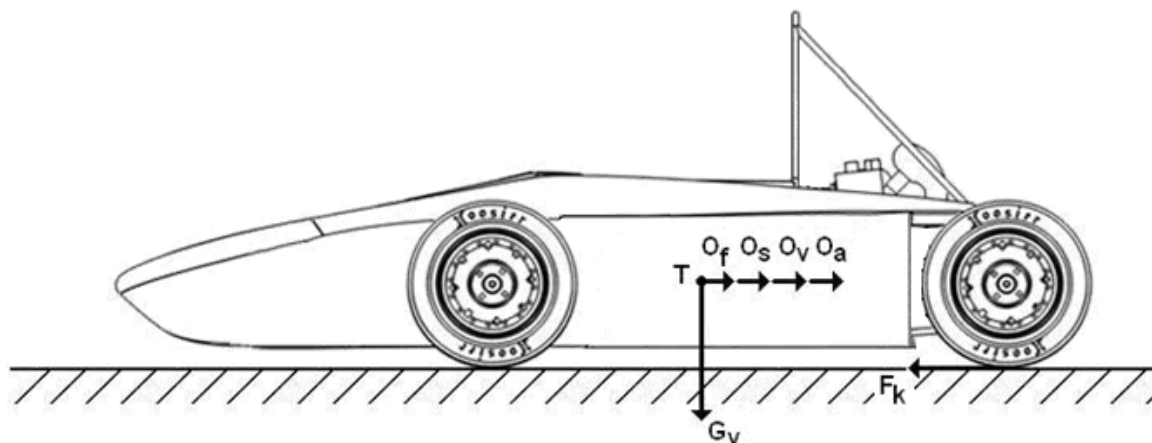
O_s odpor stoupání [N]

O_v odpor vzduchu [N]

O_a odpor zrychlení [N]

O_t odpor tahu [N]

Základní pohybová rovnice se kromě jiných odporů skládá i z odporu tahu, který v mém případě dále ve výpočtech nezahrnuji a to z toho důvodu, že závodní vozidla nejsou určena k tahání přípojných vozidel.



Obr. 1 – Zaznačení jízdních odporů vozidla

Zdroj: autor

2.1.1 Hnací síla na kolech

Hnací síla na kolech vozidla závisí na hnacím momentu a poloměru kola, hnací síla působí ve styku kola s podložkou a vychází ze vztahu:

$$F_k = \frac{M_k}{r} \quad [\text{N}] \quad (2.2)$$

kde:

M_k hnací moment [Nm]

r_d dynamický poloměr kola [m]

Hnací moment lze dále vyjádřit vztahem, ve kterém je popsána závislost točivého momentu motoru na převodovém poměru převodného ústrojí a mechanické účinnosti převodného ústrojí:

$$M_k = M_t \cdot i_c \cdot \eta_c \quad [\text{Nm}] \quad (2.3)$$

kde:

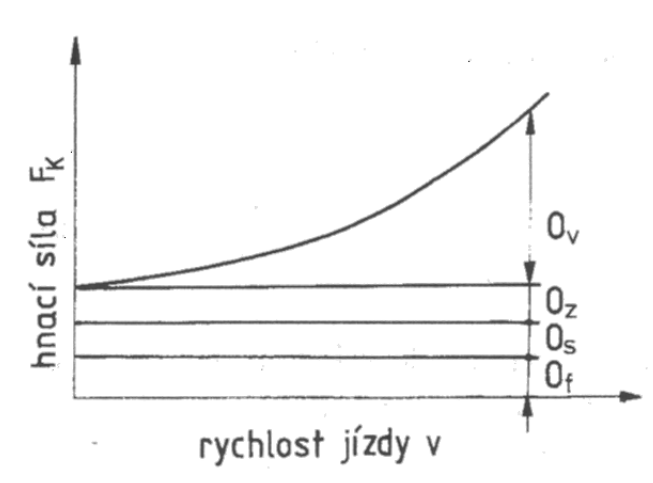
M_t moment na kole [Nm]

i_c celkový převod převodného ústrojí [-]

η_c účinnost převodného ústrojí [-]

Potom platí:

$$F_k = \frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta_c}{r} \quad [\text{N}] \quad (2.4)$$



Obr. 2 – Hnací síla potřebná k překonání jízdních odporů [2]

2.1.2 Odpor valení

Odpor valení vzniká při odvalování kola po podložce. Pokud je podložka tuhá dochází pouze k deformaci pneumatiky. Při odvalování pneumatiky po podložce vzniká styčná plocha, kterou nazýváme stopou. V přední části stopy ve směru valení kola dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny podložky a v zadní části se obvod pneumatiky opět navrácí do svého původního kruhového tvaru. Z důvodu ztrát v pneumatice, které se přeměňují v teplo jsou síly nezbytné ke stlačení pneumatiky větší, než síly, jimiž působí pneumatika na podložku při navrácení do svého původního kruhového tvaru (hystereze). Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší a proto výslednice elementárních sil ve stopě pneumatiky, tzn. svislá, lépe řečeno radiální reakce podložky Z_K je předsunuta před svislou osu kola o hodnotu e , Obr. 3a. Reakce podložky Z_K je přímo úměrná zatížení kola, tzn., vzniká silová dvojice neboli moment $M_{fK} = Z_K \cdot e$, který působí proti otáčení kola. Předsunutou svislou reakci Z_K je možno podle Obr. 3b, posunout do svislé osy kola, zavedeme-li moment M_{fK} , který působí z podložky na kolo. Moment M_{fK} způsobí vodorovnou reakci O_{fK} , Obr. 3c, která působí proti pohybu kola, tzn. ve středu kola, musí směřovat vodorovná síla $F_{xK} = O_{fK}$, aby nastala opět silová dvojice. Vodorovnou reakci O_{fK} nazýváme valivý odpor kola. [2]

Podle Obr. 3c platí: [2]

$$M_{fK} = O_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e \quad [\text{Nm}] \quad (2.5)$$

kde:

M_{fK} moment působící z vozovky na kolo [Nm]

O_{fK} odpor valení kola [N]

r_d dynamický poloměr kola [m]

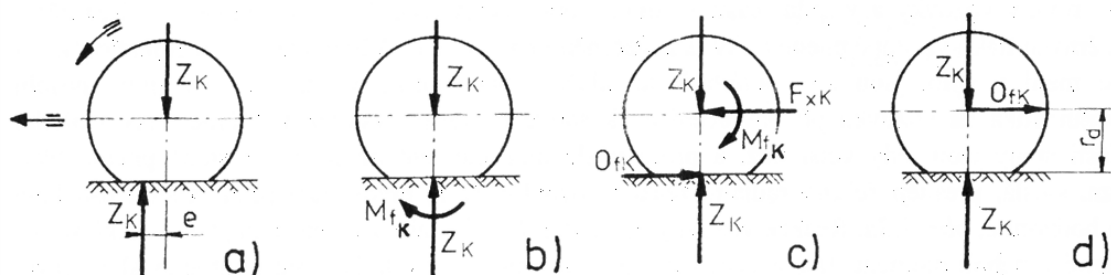
Z_K reakční síla od vozovky [N]

e rameno valivého odporu [m]

Nebo-li valivý odpor kola je: [2]

$$O_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_K \quad [\text{N}] \quad (2.6)$$

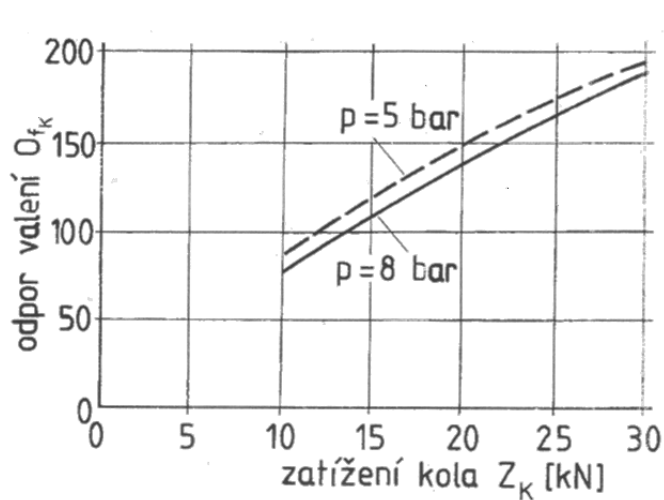
kde $f_K = e/r_d$ je tzv. součinitel valivého odporu kola. Působení valivého odporu můžeme znázornit jednoduchým silovým schématem na Obr. 3d.



Obr. 3 – Moment valivého odporu kola M_{iK} a valivý odpor kola O_{fK} na volně se valícím kole [2]

Součinitel valivého odporu

Součinitel valivého odporu f_K závisí zejména na povrchu a stavu vozovky, Tabulka 1. Další faktory ovlivňující valivý odpor jsou deformace a vliv rychlosti kola. Jedním z vlivů, na kterém závisí valivý odpor je nahuštění pneumatik. Čím je tlak vzduchu v pneumatice menší, tím větší vzniká deformace pneumatiky. Vyrůstá deformační práce a zároveň narůstá i tlumící práce, která zvětšuje valivý odpor. Ve velkých rychlostech vozidla pneumatika nestačí absorbovat deformace, které vznikají v přední části stopy vozidla. Z tohoto důvodu vzniká v zadní části stopy menší měrný tlak než při nižší rychlosti. Tímto se svislá reakce Z_K přesunuje více dopředu (obr. 3a) a součinitel valivého odporu podle vztahu (2.6) se zvětší. Součinitel valivého odporu se při vysokých rychlostech zvětšuje také vlivem ztrát, které souvisejí s rozkmitáním oběžné plochy u bočních stěn pneumatiky. U osobních vozidel do rychlosti 80 km/h můžeme pokládat součinitel valivého odporu nezávislý na jízdní rychlosti. [2]



Obr. 4 Vliv huštění pneumatiky na odpor valení [2]

Tabulka 1 – Součinitele valivého odporu [2]

Povrch	f_k	Povrch	f_k
asfalt	0,01 - 0,02	travnatý terén	0,08 - 0,15
beton	0,015 - 0,025	hluboký písek	0,15 - 0,30
dlažba	0,02 - 0,03	čerství sníh	0,20 - 0,30
makadam	0,03 - 0,04	bahnitá půda	0,20 - 0,40
polní cesta - suchá	0,04 - 0,15	náledí	0,01 - 0,025
polní cesta - mokrá	0,08 - 0,20		

Valivý odpor vozidla O_f je dán součtem valivých odporů jednotlivých kol: [2]

$$O_f = \sum_i O_{fki} = \sum_i Z_{ki} \cdot f_{ki} \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

Domníváme-li se, že součinitele valivého odporu všech kol mají stejnou hodnotu, pak pro $f_{ki} = f$ bude platit: [2]

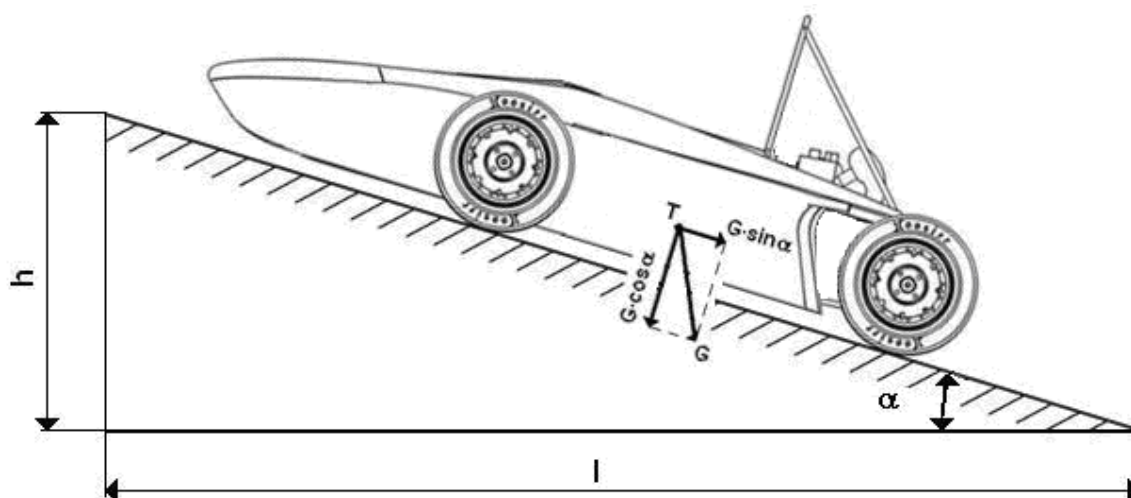
$$O_f = f \sum_i Z_{ki} = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (2.8)$$

kde:

$G \cos \alpha$ složka tíhy vozidla kolmá k rovině podložky [N]

f součinitel valivého odporu [-]

2.1.3 Odpor stoupání



Obr. 5 – Určení odporu stoupání

Zdroj: autor

Odpor stoupání je dán tíhou vozidla, která se rozkládá do dvou složek a působí v těžišti vozidla. Složka $G \cdot \cos \alpha$ je kolmá k podložce, na rozdíl oproti tomu složka $G \cdot \sin \alpha$ působí proti jízdě vozidla do svahu.

Podle Obr. 5 sestavíme rovnici odporu stoupání, která má tvar:

$$O_s = \pm G \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (2.9)$$

kde:

G celková tíha vozidla [N]

α úhel stoupání [%]

V rovnici odporu stoupání znaménko plus značí jízdu do svahu, zatím co znaménko mínus označuje jízdu ze svahu. Pokud je jízda realizována směrem ze svahu dolů, složka tíhy vozidla zde není odporem, ale naopak pohání vozidlo.

Při řešení praktických výpočtů se místo úhlu stoupání ve stupních používá sklon svahu označován symbolem s , pro který dále platí:

$$s = \frac{h}{l} = \text{tg} \alpha \quad [\%] \quad (2.10)$$

kde:

h výška svahu [m]

l délka svahu [m]

Pro malé úhly zpravidla do 6° tj. 10 % se $\sin \alpha = \text{tg}$, pak je možno vztah upravit do tvaru:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha = G \cdot \text{tg} \alpha = G \cdot \frac{s}{100} \quad [\text{N}] \quad (2.11)$$

kde:

s sklon svahu [%]

2.1.4 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu se skládá ze tří složek a vzniká při pohybu vozidla, kdy vzduch proudí kolem karoserie tj. kolem horní části vozidla. Určitá část vzduchu se dostane také mezi spodní část vozidla a vozovku. Část vzduchu proudí vozidlem, zejména kvůli ochlazování motoru a brzd.

Celkový obtok vzduchu kolem vozidla je závislý na jeho aerodynamice a konstrukčním řešení.

Jakmile se proud vzduchu dostane na zád' automobilu má tendenci se odtrhávat a vytvářet víry, které se nazývají turbulentní proudění vzduchu. Toto turbulentní víření je z pohledu aerodynamiky negativním jevem, který zapříčiňuje nepatrným zlomkem snížení celkové rychlosti vozidla.

Tento jev se největší mírou projevuje právě v zadní části vozidla, lze jej částečně potlačit splývavou zádí vozidla. Turbulentní víření však nevzniká jen v zadní části vozidla, ale také na koncích zpětných zrcátek automobilu, pod vozidlem, nebo na výčnělcích karoserie vozidla.

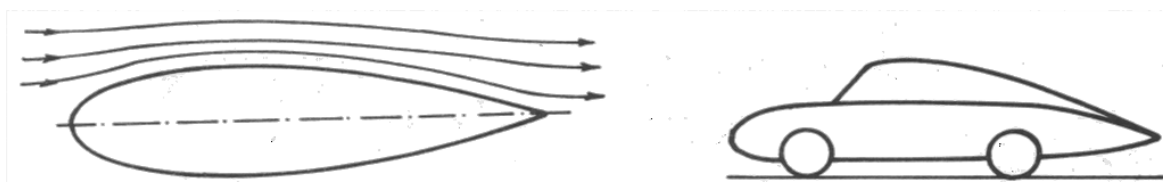
Odpor vzduchu se dá snížit různými aerodynamickými prvky. U osobních vozidel to bývá zejména krytování pod motorové části vozidla, zakrytování disků kol, protažení předního nárazníku směrem k vozovce apod. U nákladních vozidel se používají střešní deflektory, stabilizátory víření, krytování mezery mezi přípojným a motorovým vozidlem aj.

Složky odporu vzduchu

Odpor vzduchu se skládá ze tří složek a to jsou: tvarový odpor, odpor v důsledku vzniku víru a odpor třením. Největší podíl na odporu vzduchu má tvarový odpor, který zaujímá 80 až 90 % z celkového odporu. Proto je tento tvarový odpor nejvíce řešeným.

Aerodynamika vozidel se snaží přiblížit ideálnímu tvaru vozidla, který představuje kapkovitý nebo doutníkovitý tvar karoserie. Kapkovitý tvar daleko více napomáhá obtékání vzduchu při pohybu vozidla. Jeho nevýhodou je však dlouhá nevyužitelná zád' vozidla. Plně proudnicovou karoserii s přihlédnutím na její délku není možné vyrobit. Proto se dnešní výrobci vozidel přiklánějí k praktičnosti a využitelnosti. Z tohoto důvodu je zadní část na úkor odporu vzduchu zkrácená.

Druhou složkou odporu vzduchu je odpor v důsledku vzniku víru. Tento odpor představuje 10 až 15 % z celkového odporu vzduchu. Třetí složkou odporu je odpor třením, který se podílí na odporu vzduchu 4 až 10 procenty.



Obr. 6 – Proudění vzduchu kolem kapkovitého tvaru karoserie [4]

Odpor vzduchu vozidla vychází ze základní rovnice pohybu silničního vozidla, kde představuje jednu z její částí. Rovnice je popsána za pomoci součinitele odporu vzduchu, čelní plochy vozidla a dynamického tlaku a má tvar:

$$O_{vz} = C_x \cdot S_x \cdot p_d \quad [\text{N}] \quad (2.12)$$

kde:

C_x součinitel odporu vzduchu [-]

S_x čelní plocha vozidla [m^2]

p_d dynamický tlak [MPa]

kde dále pro dynamický tlak platí:

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_N^2 \quad [\text{N}] \quad (2.13)$$

kde:

ρ hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], výpočtová hodnota: $1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

v_N náporová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro běžné výpočty se používá vztah:

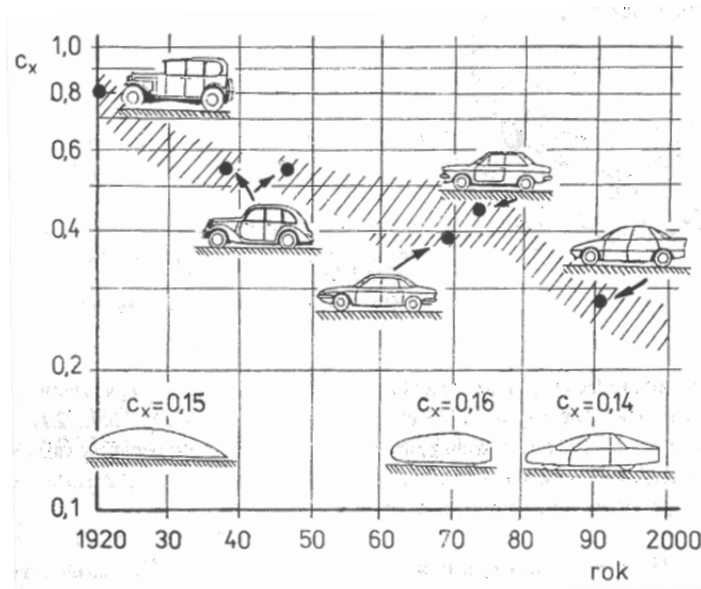
$$O_{vz} = 0,05 \cdot C_x \cdot S_x \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (2.14)$$

kde:

v relativní rychlost [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Součinitel odporu vzduchu

Součinitel odporu vzduchu závisí zejména na tvaru vozidla. Je to bezrozměrná veličina. Velikost součinitele odporu vzduchu se provádí měřením na modelech nebo na reálných vozidlech v aerodynamickém tunelu, při čemž měření na reálných vozidlech vykazuje přesnější hodnoty.



Obr. 7 – Součinitel odporu vzduchu dle tvaru karoserie vozidla [2]

Tabulka 2 – Hodnoty součinitele odporu vzduchu [2]

Typ vozidla	c_x [-]
osobní automobily	0,3 - 0,4
sportovní vozy	0,3 - 0,35
závodní vozy - nekrytá kola	0,4 - 0,6
závodní vozy - krytá kola	0,25 - 0,35
nákladní vozy - valník	0,8 - 1,0
nákladní vozy - s plachtou	0,6 - 0,8
nákladní vozy - s přívěsem	1,0 - 1,2
nákladní vozy - s kontejnerem	1,0 - 1,2
autobusy	0,5 - 0,7

Čelní plocha vozidla

Čelní plocha vozidla je plocha pravoúhlého průmětu vozidla na svislou rovinu, kolmou k podélné ose vozidla. Zjištění velikostí čelní plochy vozidla se provádí výpočtem z čelního průmětu, za pomoci konstrukčních softwarů nebo za využití optického měřicího systému. Veškeré části vozidla, které ovlivňují jeho obrys musí být při měření

namontovány na vozidle. Pneumatiky musí být nahuštěny na předepsaný tlak uváděný výrobcem.

Přibližnou čelní plochu vozidla lze zjistit za pomoci vzorce: [1]

$$\text{- pro osobní automobily: } S = (0,7 \text{ až } 0,85) \cdot \check{s} \cdot v \quad [\text{m}^2] \quad (2.15)$$

$$\text{- pro nákl. automobily, autobusy a jízdn. soupravy: } S = (0,8 \text{ až } 0,95) \cdot \check{s} \cdot v \quad [\text{m}^2] \quad (2.16)$$

kde:

\check{s} šířka vozidla [m]

v výška vozidla [m]

Tabulka 3 – Hodnoty čelní plochy vozidla [2]

Typ vozidla	$S_x [\text{m}^2]$
osobní automobily	1,6 - 2,0
sportovní vozy	1,3 - 1,6
závodní vozy - nekrytá kola	0,7 - 1,3
závodní vozy - krytá kola	0,8 - 1,5
nákladní vozy - valník	4 - 7
nákladní vozy - s plachtou	5 - 8
nákladní vozy - s přívěsem	5 - 8
nákladní vozy - s kontejnerem	9
autobusy	5 - 7

2.1.5 Odpor zrychlení

Odpor zrychlení vychází z pohybu vozidla při zrychlování, kdy proti směru zrychlení působí setrvačná síla. Odpor zrychlení se skládá ze dvou složek a to z odporu zrychlení posuvných hmot a odporu zrychlení rotujících hmot. Celkový odpor zrychlení je dán vztahem: [7]

$$O_{zr} = O_{pos} + O_{rot} \quad [\text{N}] \quad (2.17)$$

Odpor zrychlení posuvných hmot

Odpor posuvných hmot představuje reakci na změnu rychlosti. Hodnota odporu je dána vztahem: [7]

$$O_{pos} = m_v \cdot a = \frac{G_v}{g} \cdot a \quad [\text{N}] \quad (2.18)$$

kde:

m_v hmotnost vozidla [kg]
 a zrychlení vozidla [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
 G_v tíha vozidla [N]
 g gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

potom dále pro měrný tvar platí: [7]

$$O_{pos} = \frac{O_{pos}}{G_v} = \frac{\frac{G_v}{g} \cdot a}{G_v} = \frac{a}{g} \quad [-] \quad (2.19)$$

Odpor zrychlení rotujících hmot

Pro překonání odporu rotujících hmot potřebujeme přivést moment na hnací kola vozidla, který je vyjádřen vztahem: [7]

$$O_{rot} = \frac{M_{sdv}}{r} = \frac{I_{dv} \cdot \varepsilon}{r} = \frac{I_{dv} \cdot a}{r^2} \quad [\text{N}] \quad (2.20)$$

kde:

M_s moment zrychlení rotujících částí [Nm]
 I moment setrvačnosti [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
 ε úhlové zrychlení [s^{-2}]
 r poloměr kola [m]

2.1.6 Odpor tahu

Odpor tahu je síla působící na vozidlo od přípojného vozidla ve směru rychlosti vozidla. Odpor tahu vypočítáváme zejména u tahačů přívěsů a traktorů, obvykle u silničních vozidel ve výpočtech uvažujeme motorové a přípojně vozidlo jako jeden celek.

Odpor tahu lze vypočíst z rovnice:

$$O_t = G_{pv} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (2.21)$$

kde:

G_{pv} tíha přípojného vozidla [N]
 f součinitel odporu valení kol přípojného vozidla [-]

Pro jízdu ze svahu platí:

$$O_t = G_{pv} \cdot \cos \alpha \cdot f + G_{pv} \cdot \sin \alpha = G_{pv} \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad [\text{N}] \quad (2.22)$$

2.2 Těžiště vozidla

Těžiště vozidla je jakýsi pomyslný střed vozidla, ve kterém působí síly ovlivňující jeho pohyb. Pro správné určení polohy těžiště je důležité dodržet zásady pro správné měření jako jsou např. nahuštění pneumatik na hodnotu stanovenou výrobcem vozidla, měření na rovném podkladu, správně ocejchované měřicí přístroje, správný odečet naměřených hodnot apod.

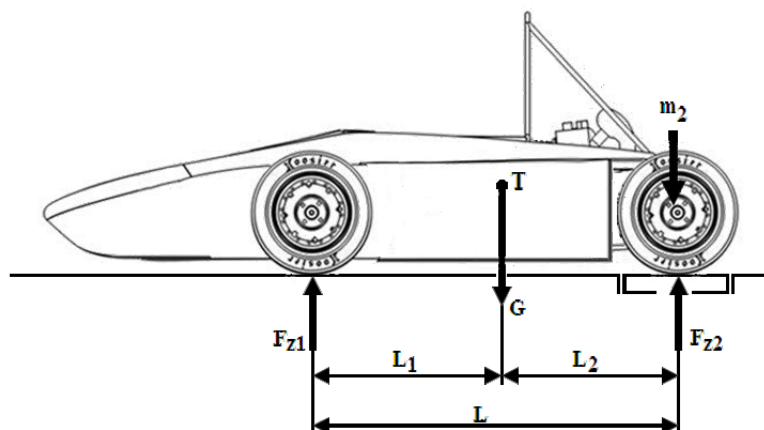
Pro určení polohy těžiště vozidla je důležité zjistit celkovou hmotnost vozidla, hmotnost na přední a zadní nápravu, hmotnost na nápravu při zdvižení a výšku zdvihu. Dále je zapotřebí zjistit poloměr kola, rozvor a rozchod vozidla.

Polohu těžiště můžeme hledat ve dvou rovinách a to: polohu těžiště ve vertikálním směru a polohu těžiště v horizontálním směru vozidla. Podstatou však je, že ve výsledku nás nezajímají jednotlivé polohy, ale poloha těžiště jako celku vozidla, tudíž výslednice obou poloh těžiště.

Zjištění polohy těžiště je zejména důležité pro rozdělení brzdných sil na jednotlivé nápravy a zejména pro celkové jízdní vlastnosti vozidla. Výsledná poloha těžiště vozidla stanoví, zda bude vozidlo přetáčivé či nedotáčivé.

Stanovení polohy těžiště

Pro stanovení polohy těžiště vozidla vycházíme z rovnováhy sil a momentů dle Obr. 8:



Obr. 8 – Stanovení polohy těžiště

Zdroj: autor

Kde pro rovnováhu sil platí:

$$\sum z = 0: G = F_{z1} + F_{z2} \rightarrow m = m_1 + m_2 \quad [\text{N}, \text{Kg}] \quad (2.23)$$

kde:

G tíha vozidla [N]

F_{z1} zatížení na přední nápravu [N]

F_{z2} zatížení na zadní nápravu [N]

m celková hmotnost vozidla [Kg]

m_1 hmotnost vozidla připadající na přední nápravu [Kg]

m_2 hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu [Kg]

A pro rovnováhu momentů dále platí:

$$\sum M = 0:$$

pro vzdálenost těžiště od přední nápravy platí:

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 = 0 \rightarrow L_2 = \frac{F_{z1} \cdot L}{G} \rightarrow \frac{m_2 \cdot L}{m} \quad [\text{m}] \quad (2.24)$$

kde:

L rozvor vozidla [m]

L_2 vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m]

a pro vzdálenost od zadní nápravy platí:

$$F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1 = 0 \rightarrow L_1 = \frac{F_{z2} \cdot L}{G} \rightarrow \frac{m_1 \cdot L}{m} \quad [\text{m}] \quad (2.25)$$

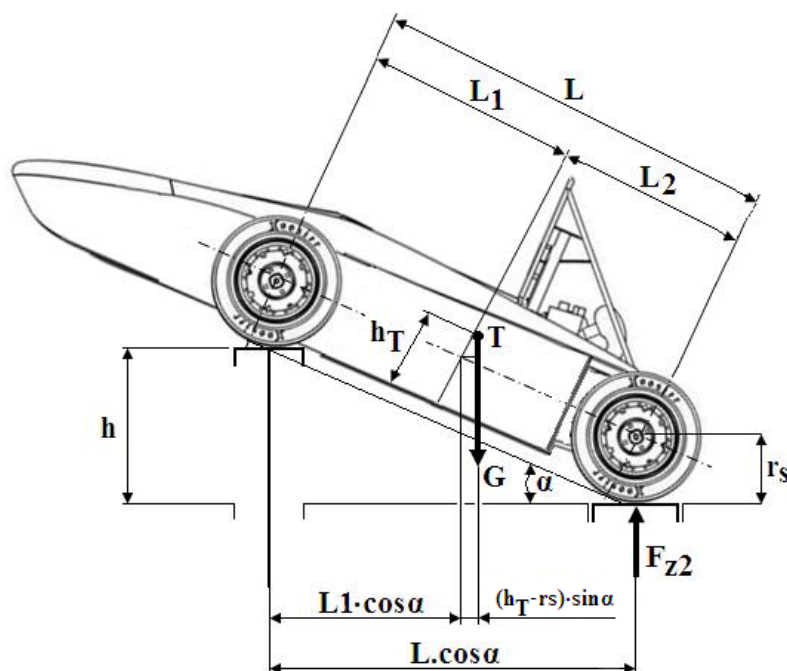
kde:

L_1 vzdálenost těžiště od přední nápravy [m]

nebo lze vzdálenost L_1 vypočítat takto:

$$L_1 = L - L_2 \quad [\text{m}] \quad (2.26)$$

Pro stanovení výškové polohy těžiště dle Obr. 9 vycházíme z rovnic rovnováhy momentů.



Obr. 9 – Stanovení polohy těžiště

Zdroj: autor

V prvním kroku je zapotřebí vypočítat úhel naklonění α , který vypočítám pomocí goniometrické funkce sinus:

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} \rightarrow \alpha \quad [^\circ] \quad (2.27)$$

kde:

h výška zvednutí nápravy [m]

α úhel naklonění vozidla [°]

a dále můžeme přistoupit k výpočtu výšky těžiště:

$$\begin{aligned} \sum M = 0: & F_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot [L_1 \cdot \cos \alpha + (h_T - r_s) \cdot \sin \alpha] = 0 \\ F_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot L_1 \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + G \cdot r_s \cdot \sin \alpha = 0 & \quad / \cdot \frac{1}{G \cdot \sin \alpha} \end{aligned}$$

po úpravě dostaneme výslednou rovnici pro výšku těžiště h_T :

$$h_T = \frac{F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1}{G \cdot \tan \alpha} + r_s \rightarrow \frac{m_2 \cdot L - m \cdot L_1}{m \cdot \tan \alpha} + r_s \quad (2.28)$$

kde:

r_s statický poloměr kola [m]

3 Základy teorie jízdní stopy

Základním předpokladem dobře projeté zatáčky je správné zvolení ideální jízdní stopy. Výrazem ideální jízdní stopa chápeme takové zvolení jízdní stopy, které nám dovolí projet danou zatáčku nebo sérii zatáček co možná nejrychleji.

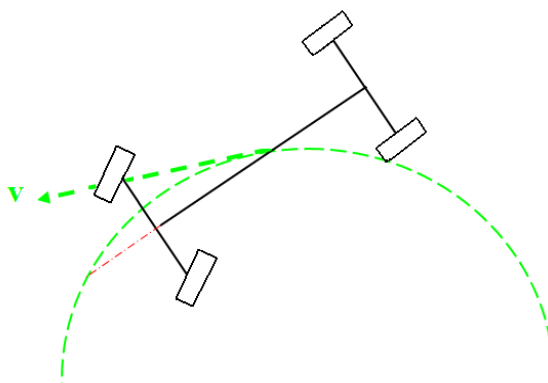
Volbu ideální jízdní stopy bude ovlivňovat hned několik faktorů, které lze obecně rozdělit do dvou skupin a to podmínky dané přímo na trati a podmínky vycházející z konstrukčního řešení vozidla.

Mezi podmínky, které budou ovlivňovat volbu ideální jízdní stopy přímo na trati, můžeme zařadit: adhezní poměry povrchu a stav trati, nepředvídatelné překážky na trati (např. upadnutá část vozidla předchozího závodníka, neukáznění přihlížející diváci apod.), nebo také pomalejší jezdec před námi.

Druhou skupinu tvoří již zmiňované konstrukční řešení vozidla. Jinou ideální jízdní stopu bude volit řidič vozidla s předním náhonem, než řidič s náhonem zadním, tak jako s rozdílným umístěním motoru. Odtud se odvíjí samotné rozložení hmotnosti a umístění těžiště, a s tím spojené charakteristické chování vozidla. Chování vozidel můžeme rozdělit do tří skupin a to na: přetáčivé, nedotáčivé a neutrální vozidla.

Přetáčivost vozidla

Přetáčivost vozidla je stav, kdy vozidlo v zatáčce respektive jeho kola zadní nápravy překročí mez adheze mezi pneumatikou a vozovkou. Tento jev se projevuje tím, že se zmenšuje poloměr zatáčky tak, že zadní část vozidla vybočuje ven a osa vozidla se stáčí od tečny ke dráze směrem do středu oblouku viz. Obr. 10.



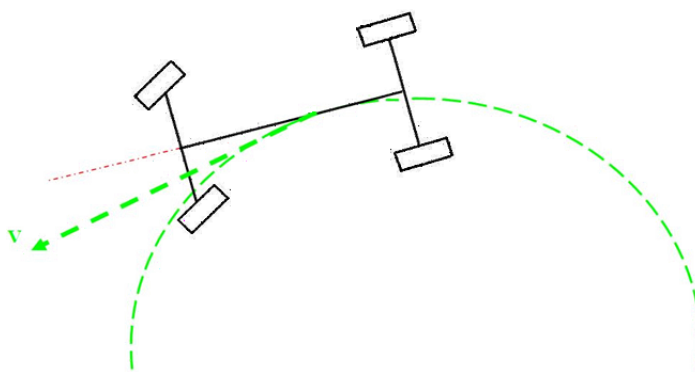
Obr. 10 – Přetáčivé vozidlo

Zdroj: autor

U vozidel tohoto charakteru je poloha těžiště umístěna v zadní části vozidla (u shodných pneumatik).

Nedotáčivost vozidla

Nedotáčivost vozidla lze definovat jako stav, kdy vozidlo vyjíždí ven ze zatáčky obloukem o větším poloměru a je sunuto odstředivou silou k vnějšímu okraji vozovky. Z geometrického hlediska lze tento stav popsat tak, že osa vozidla je tlačena od tečny ke dráze směrem ven z oblouku viz. Obr. 11.



Obr. 11 – Nedotáčivé vozidlo

Zdroj: autor

U vozidel tohoto chování je poloha těžiště umístěna v přední části vozidla (při použití shodných pneumatik).

Neutrální chování vozidla

Neutrální chování vozidla nevyžaduje při průjezdu zatáčkou korekce. Vozidlo se chová v zatáčce přesně tak, jak je vedeno řidičem. U této konstrukce vozidla je těžiště umístěno přesně vprostřed rozvoru vozidla.

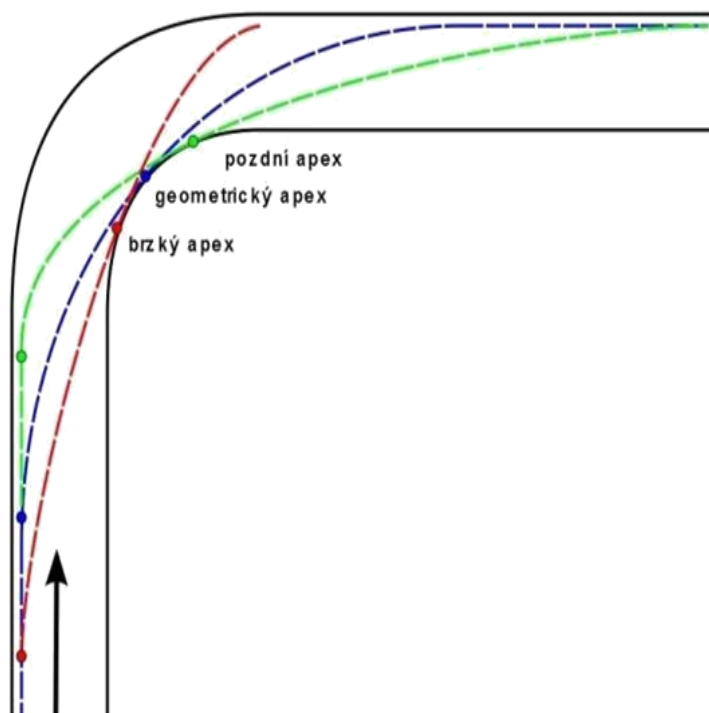
Obecně však bude platit, že volba ideální jízdní stopy bude u všech vozidel velmi podobná. Abychom mohli docílit ideální volby jízdní stopy, je velice důležité znát její vrchol, pro který se vžilo anglické slovo apex. [9]

3.1 Apex

Jak již bylo zmíněno výše, pro správné zvolení jízdní stopy je nutné znát její vrchol. Pro tento výraz se vžilo anglické slovo apex. Apex je místo, které je nejbližší vnitřnímu okraji zatáčky, platí pravidlo, že když dosáhneme apexu, tak pro nás zatáčka končí a v tuto chvíli je možno opět naplno akcelarovat, tedy jen při vhodně zvoleném apexu. Odtud plyne, že nejdůležitější a zároveň nejtěžší je apex vhodně zvolit. V souvislosti s tímto je

vhodné zmínit, že existují tři vrcholy, chcete-li apexy, a to: brzký, pozdní a geometrický apex. [9]

Všechny tři vrcholy jsou vyobrazeny na modelové zatáčce na obrázku 10.



Obr. 12 – Apex [9]

Jak je již patrné z Obr. 12 nejhorší možnou variantou, je zvolit tzv. brzký apex. Tento výběr nám neumožní plynulé projetí zatáčky, nutí řidiče mnohem dříve brzdit a nedovolí výjezd ze zatáčky plnou rychlostí, navíc hrozí vyjetí vozidla z dráhy.

Nejideálnější volbou apexu je tzv. pozdní apex, takto zvolený apex nám sice zapříčiní to, že musíme snížit nájezdovou rychlost do zatáčky výrazněji, ale v konečném důsledku nám dovolí vyjet ze zatáčky vyšší rychlostí a v lepším čase.

Geometrický apex, je teoreticky jakousi tečnou ve vrcholu oblouku. V praktickém případě zatáčky, kde zobrazená modrá křivka propojující bod geometrického apexu sice na první pohled vypadá jako dobře zvolená dráha průjezdu, ale jen v případě malého výkonu motoru vozidla, kdy potřebujeme udržet rychlost vozidla a nemáme dostatek výkonu na to před zatáčkou více přibrzdit a následně z ní rychle vyjet.

Srovnání pozdního a brzkého apexu:

Pozdní apex:

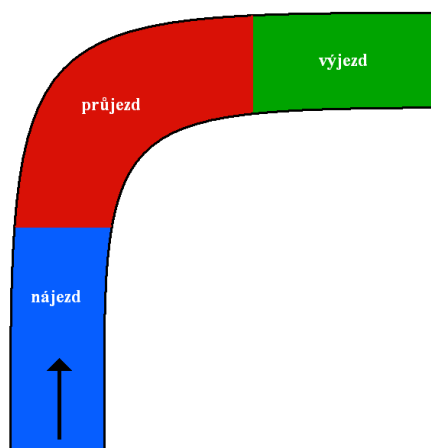
- + rychlý výjezd ze zatáčky
- + plynulost projetí zatáčky
- + bezpečné projetí zatáčky
- + nižší ujetá dráha
- + při dosažení apexu možnost plné akcelerace
- + nejrychlejší způsob projetí zatáčky z hlediska času

Brzký apex:

- projetí není plynulé
- zbytečně vysoká rychlost při nájezdu do zatáčky
- nutnost probrzdit zatáčku
- hrozí ztráta trakce
- nebezpečí smyku
- nízká rychlost na výjezdu
- vyšší ujetá dráha než u pozdního apexu – větší oblouk
- pomalejší způsob projetí zatáčky

3.2 Průjezd zatáčkou

Průjezd zatáčkou je moment, na kterém lze mnoho ztratit, nebo také naopak mnohé získat. Správný a ucelený průjezd každou zatáčkou je v ostrém závodě klíčový. Teorii průjezdu zatáčkou lze popsat pomocí rozdělení do tří rozdílných průběhů, kterými jsou: nájezd, průjezd a výjezd viz. Obr. 13. Tyto průběhy však na sebe musí bezchybně navazovat, protože v konečném důsledku musí vytvořit dokonalou harmonii uceleného průjezdu.



Obr. 13 – Grafické znázornění průběhů průjezdu zatáčky

Zdroj: autor

První fází, se kterou se musí řidič „poprat“ je nájezd do zatáčky. Nájezd do zatáčky je okamžik, kdy má jezdec možnost bezpečně snížit nájezdovou rychlost vozidla. Ve chvíli, kdy se jezdec dostane do samotného průjezdu zatáčkou, tak na to nezbude mnoho času a hlavně to nebude pro samotné projetí bezpečné, z důvodu možného vzniku smyku.

Samotný průběh průjezdu zatáčkou by měl být jen o udržení rychlosti, korigování a natočení volantu ve chvíli dosažení apexu zatáčky.

Poslední částí celkové mozaiky průjezdu zatáčky je výjezd. Výjezd je pro jezdce jako odměna za dobře zvládnuté najetí a projetí zatáčky, v tuto chvíli jde o cit akcelarovat, a co nejrychleji opustit zatáčku.

Celý průběh projetí zatáčky je o citu a schopnostech každého závodního jezdce, proto nelze popsat průběh projetí zatáčky jako striktní model, který by šel aplikovat kdykoliv. Celá fáze projetí bude mít samozřejmě mnoho faktorů, na které musíme brát ohled.

Všechny tři popsané průběhy se mohou navzájem překrývat a je na každém jezdci jak dokáže využít svých schopností a umu, aby tyto průběhy skloubil do sebe.

3.3 Příčná stabilita vozidla v zatáčce

Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo odstředivá síla, která závisí na hmotnosti vozidla, poloměru zatáčení a jeho rychlosti. Platí, že čím větší bude rychlost projetí zatáčkou, tím větší bude i velikost odstředivé síly, které bude mít snahu vozidlo ze zatáčky vytlačovat ven.

Odstředivá síla vyvolává klopný moment vozidla, který působí mezi těžištěm a osou klopení karoserie. Vliv klopeného momentu má za důsledek to, že na vnitřní kola připadá větší tíha vozidla, než na kola vnější tzv. je odlehčí. V krajním případě může dojít k porušení přilnavosti mezi pneumatikou a vozovkou, a tak i k samotnému překlacení vozidla.

Všechny tyto úvahy lze samozřejmě popsat za pomoci matematické vyjádření, které vychází z rovnováhy sil a momentů. Pro sestavení vztahů zjišťující velikost odstředivé síly je důležité znát rozměry vozidla, jeho celkovou hmotnost, poloměr zatáčení a rychlost projetí zatáčkou.

Pro zjištění limitní odstředivé síly lze použít vztah, který vychází z tíhy vozidla, rozchodu a výšky těžiště. Tyto parametry jsou na sebe závislé dle vztahu: [1]

$$F_o \cdot h_T \leq G \cdot \frac{B}{2} \rightarrow F_o = \frac{m \cdot g \cdot \frac{B}{2}}{h_T} \quad [\text{N}] \quad (3.1)$$

kde:

h_T výška těžiště [m]

G tíha vozidla [N]

B rozchod vozidla

S limitní odstředivou silou je úzce spjata podmínka nepřeklopení vozidla, ke které se dále váže součinitel boční soudržnosti vozidla, který vychází ze vztahu: [1]

$$\mu_y \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad [-] \quad (3.2)$$

V případě kdy hodnota výrazu na pravé straně je nižší, než hodnota na straně levé dochází k překlopení vozidla.

Dalším ukazatelem stability vozidla je zjištění podmínky nenastání smyku, kde musí platit, že odstředivá síla, která působí v těžišti vozidla, musí být větší nebo rovna součinu tíhové síle vozidla a součinitele boční soudržnosti. Tuto podmínku lze vyjádřit pomocí vztahu: [1]

$$F_o \leq \mu \cdot G \quad (3.3)$$

kde po dosazení dostáváme:

$$\frac{m \cdot v^2}{R} \leq \mu_y \cdot m \cdot g \rightarrow \frac{m \cdot v^2}{3,6^2 \cdot R} \leq \mu \cdot m \cdot g \quad (3.4)$$

výsledný vztah je potom:

$$\mu_y \geq \frac{v^2}{3,6^2 \cdot g \cdot R} \quad [-] \quad (3.5)$$

kde:

v rychlost jízdy vozidla [km/h]

R poloměr zatáčky [m]

Pro srovnání podmínek odolnosti proti smyku a překlopení dostáváme: [1]

$$\frac{B}{2 \cdot h_T} \geq \mu_y \geq \frac{v^2}{3,6^2 \cdot g \cdot R} \quad (3.6)$$

Uvedené vztahy musí platit i pro jednotlivé nápravy.

4 Výpočet modelových případů jízdy závodního automobilu

Kapitola modelových případů jízdy závodního automobilu je v práci zařazena pro ucelení pohledu na dosavadní průběh vývoje prototypu závodního automobilu. Má přinést odpovědi na otázky návrhu a doporučení pro následný vývoj druhého prototypu Formule Student, který Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava plánuje v brzké budoucnosti začít vyvíjet.

Pro výpočet modelových případů jízdy závodního automobilu je v této části práce vycházeno z fyzicky naměřených rozměrů prototypu Formula Student Vysoké školy Báňské Technické univerzity Ostrava.

Hodnoty rozměrů vychází z fyzického naměření ze dne 27.3.2014 nebo jsou převzaty od výrobců použitých komponentů objevujících se na prototypu. V době měření rozměrů se prototyp nacházel v rozpracované fázi, proto se budou konečné výsledky teoretických výpočtů lišit od finální verze dokončeného prototypu Formule Student.

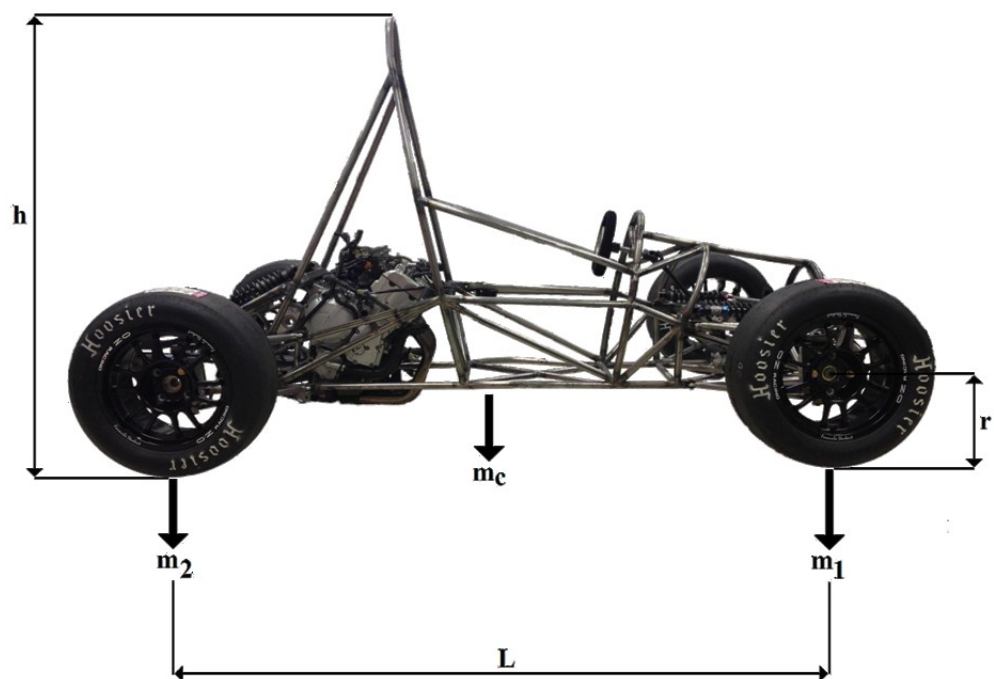
Veškeré tyto výpočty a následné návrhy mají napomoci ke zkonstruování konkurence schopného vozidla, chápáno jako zvládnutí vypsání disciplín objevujících se na závodech studentských formulí kategorie SAE. Všechny parametry konstrukce prototypu porovnávám dle norem Formula SAE popsáních v kapitole 4.1.

V kapitole je vypočteno deset modelových situací, na kterých je demonstrován teoretický výpočet daného problému. Veškeré potřebné hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 4.

Tabulka 4 – Naměřené hodnoty prototypu vozidla Formula Student

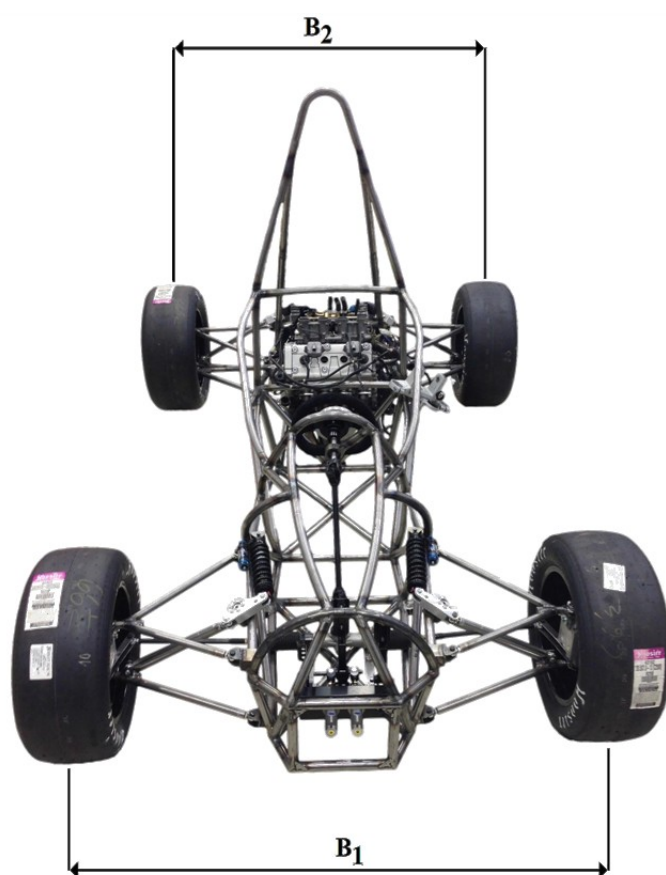
Rozvor	$L=1785 \text{ mm}$
Rozchod přední nápravy	$B_1=1340 \text{ mm}$
Rozchod zadní nápravy	$B_2=1350$
Celková váha	$m_c=190 \text{ kg}$
Váha na přední nápravu	$m_1=77,9 \text{ kg}$
Váha na přední nápravu při zvednutí	$m_{1z}=80,7 \text{ kg}$
Váha na zadní nápravu	$m_2=112,1 \text{ kg}$
Výška vozidla	$h=1380 \text{ mm}$
Poloměr kola	$r=260,3 \text{ mm}$
Výška zvednutí	$h_z=280 \text{ mm}$
Světlá výška	$h_s=35 \text{ mm}$
Vzdálenost osy kol rejdových čepů	$A=1216 \text{ mm}$

Zdroj:autor



Obr. 14 – Zakreslení hodnot vozidla Formula Student

Zdroj: autor



Obr. 15 – Zaznačení hodnot rozměrů vozidla Formula Student

Zdroj: autor

4.1 Formula Student SAE

Formula Student SAE, je konstrukční soutěž pro studenty technických univerzit. Jejím hlavním cílem je zkonstruování závodního vozidla samotnými studenty univerzity, jehož výrobní náklady nesmí přesáhnout 25 000 dolarů. Veškeré konstrukční provedení vozidla podléhá pravidlům a normám FSAE.

Soutěž dává možnost týmu ukázat kreativitu a technické schopnosti studentů, které mohou porovnat s týmy ostatních univerzit. Každoročně je pořádáno osm mezinárodních soutěží po celém světě, kde mohou všechny týmy porovnat své závodní vozidla.

Pro porovnání vytvořených konstrukčních řešení vozidel jsou vytvořeny dvě základní skupiny disciplín, kterými jsou:

- statické disciplíny
- dynamické disciplíny

Statické disciplíny

Tato skupina disciplín je určena k porovnání navržených řešení ve třech disciplínách a to:

- Představení vozidla
- Design
- Analýza nákladů

Všechny tři disciplíny jsou průběžně hodnoceny. A jejich maximální hodnota je 325 bodů.

Dynamické disciplíny

Pro úspěšný vstup do kategorie dynamických disciplín jsou podmínkou bezpečnostní testy. Testy provádí dva komisaři, kteří hodnotí technickou způsobilost vozidla k závodům. Vozidlo musí projít náklonovou zkouškou od svislé osy na každou stranu nejprve o úhel 45° a poté o úhel 60°, při této zkoušce se zkoumá únik provozních kapalin a vozidlo musí obstát na překlopení. Další zkouškou je test brzd, při kterém se musí všechna kola zablokovat před zastavením vozidla a test hluku, který nesmí přesáhnout hodnotu 120 dB při 10 500 ot/min.

Po zvládnutí bezpečnostních testů je vozidlo připuštěno k sérii dynamických disciplín, ve kterých je zahrnuto:

- Zrychlení
- Skid-Pad
- Autocross
- Účinnost
- Vytřvalost

Za všechny tyto disciplíny lze získat až 675 bodů.

Formula SAE stanovuje pravidla konstrukčních řešení stavby vozidel pro účast na soutěžích. Tyto pravidla zahrnují konstrukční omezení, které musí vozidlo splňovat. Mezi základní omezení pro mé výpočty týkající se dynamiky pohybu patří:

- minimální rozvor 1525 mm
- rozchod kol – menší rozchod nesmí být menší než 75% většího rozchodu
- dostatečující světla výška
- nekrytá kola s velikostí minimálně 8 palců

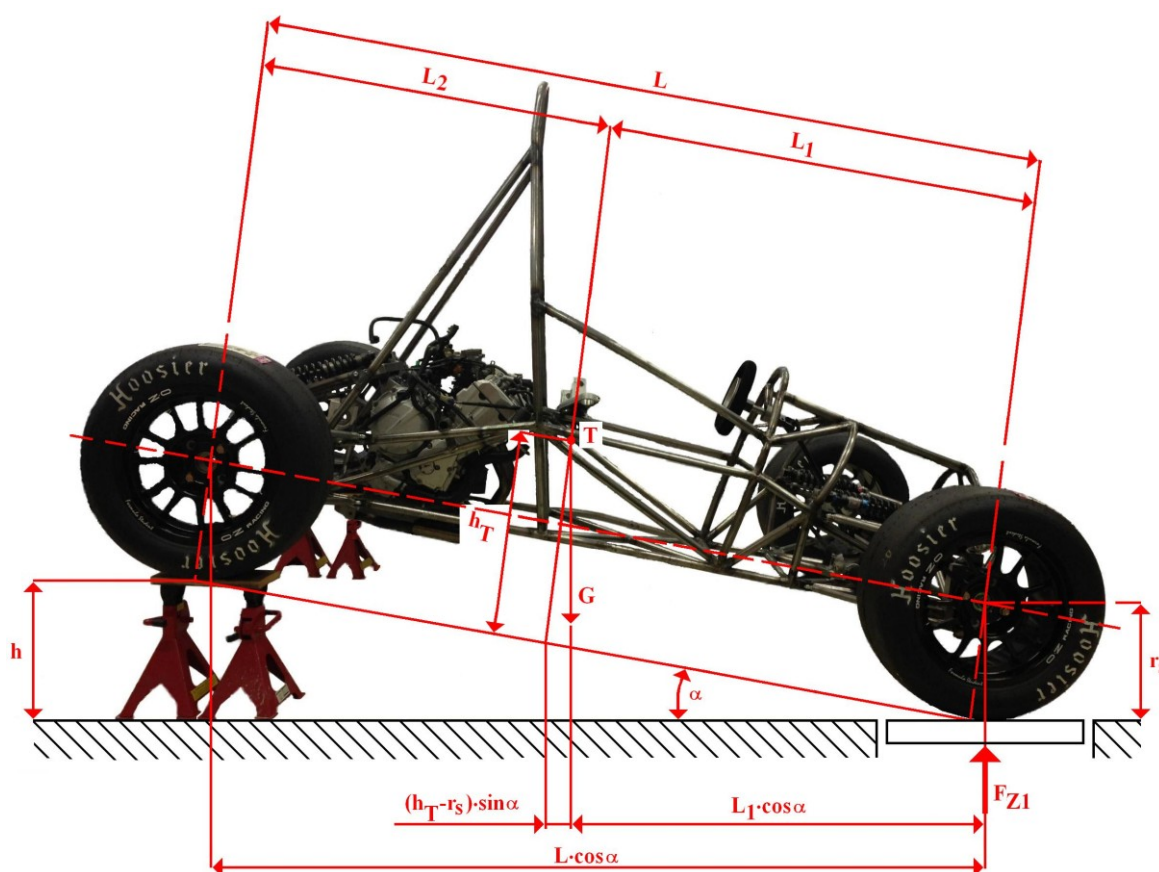
Mnou provedené výpočty vycházejí z těchto dynamických disciplín



Obr. 16 – Bezpečnostní test-náklonová zkouška [13]

4.2 Výpočet těžiště vozidla

Pro objektivní výpočet modelových situací jízdy bylo nutné jako první vypočítat těžiště zvoleného vozidla, a to jak ve vodorovném, tak v horizontálním směru. Pro tento výpočet bylo zásadní zjistit celkové zatížení a zatížení na přední a zadní nápravu. Převážení vozidla Formula Student jsem provedl v laboratoři silničních vozidel za pomoci čtyřech osobních vah a stojanů k nazdvížení nápravy. Síly působící na vozidlo jsou zakresleny v Obr. 17.



Obr. 17 – Zakreslení těžiště vozidla Formula Student

Zdroj: autor

Dle vzorce (2.23), (2.24) a (2.25) rovnováhy sil a momentů vypočítám vzdálenosti těžiště od přední a zadní nápravy:

$$L_2 = \frac{F_{Z1} \cdot L}{G} \rightarrow \frac{m_1 \cdot L}{m} = \frac{77,9 \cdot 1785}{190} = 731,85 \text{ mm}$$

Dále dle vzorce (2.26) dopočtu vzdálenost L_1 :

$$L_1 = L - L_2 = 1785 - 731,85 = 1053,15 \text{ mm}$$

Nyní přistoupíme k výpočtu úhlu zvednutí zadní nápravy α dle vzorce (2.27):

$$\sin \alpha = \frac{h_z}{L} = \frac{280}{1785} = 0,156 \rightarrow \alpha = 9^{\circ}1'$$

Poté výsledná výška těžiště h_T je dle rovnice (2.28):

$$h_T = \frac{m_1 \cdot L - m \cdot L_2}{m \cdot \operatorname{tg} \alpha} + r_s = \frac{77,9 \cdot 1785 - 190 \cdot 731,85}{190 \cdot \operatorname{tg} 9^{\circ}1'} + 260,3 = 425,74 \text{ mm}$$

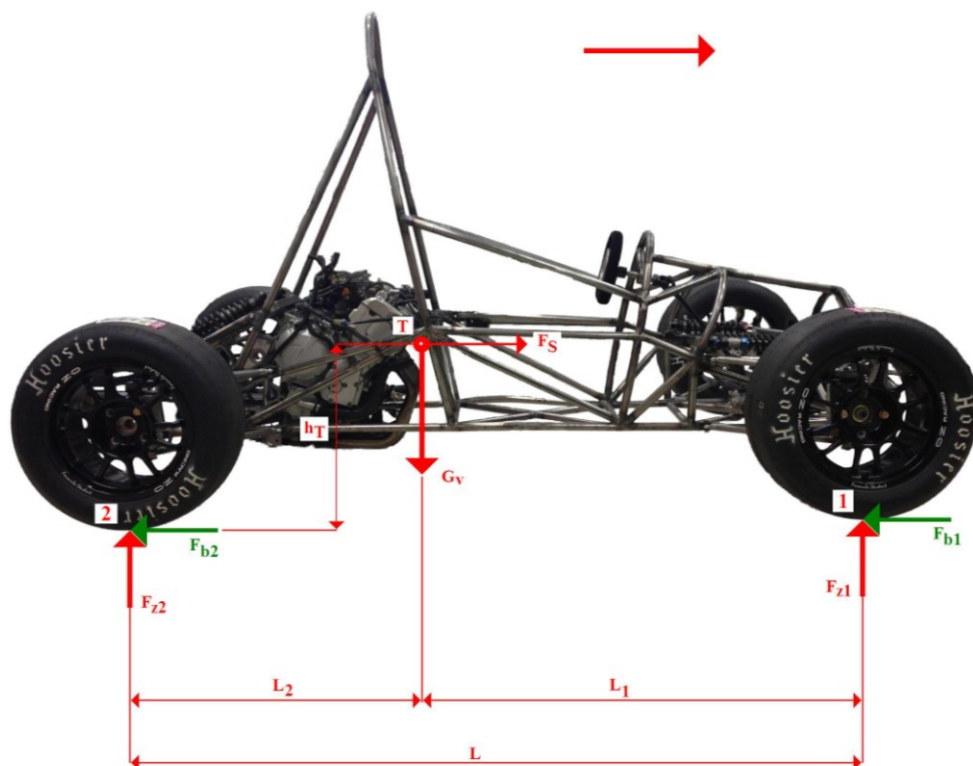
Výsledná výška těžiště h_T je 425,74 mm, vzdálenost od přední nápravy L_1 vyšla 1053,15 mm a vzdálenost těžiště od zadní nápravy vyšla 731,85 mm. Tyto hodnoty se budou od dokončeného prototypu vozidla Formula Student lišit, a to z důvodu toho, že při měření a vážení nebylo vozidlo kompletní.

Předpokládám, že výsledná výška těžiště h_T po dokončení vozidla klesne, a v závislosti s tím se změní i vzdálenosti L_1 a L_2 . Z hlediska dynamických vlastností vozidla bude případné snížení hodnoty h_T ku prospěchu jízdním vlastnostem.

4.3 Změna zatížení náprav vozidla při brzdění

Pro správné navržení náprav nebo pro jejich následnou kontrolu byl zařazen modelový příklad simulující změnu zatížení působící na nápravy při brzdění. Zajímala mě zejména nejvyšší možná dosažitelná změna zatížení, a proto bude případ počítán na mezi adheze pro kterou jsem zvolil hodnotu $\mu=0,8$.

Síly působící na vozidlo při brzdění jsou zakresleny v Obr. 18:



Obr. 18 – Zaznačení sil při brzdění

Zdroj: autor

Při brzdění působí na vozidlo brzdná síla B, která působí v místě styku kol s vozovkou. Při brzdění vozidla vzniká setrvačná síla F_s , která působí v těžiště vozidla a dále také vzniká moment M, který zapříčiňuje přírůstek hmotnosti na přední nápravu a odlehčení zadní nápravy.

Z Obr. 18 platí pro rovnováhu momentů k bodu 2:

$$\sum M_2 = 0: F_{z1} \cdot L - F_s \cdot h_T - G \cdot L_2 = 0 \rightarrow F_{z1} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

$$F_{z1} = \frac{F_s \cdot h_T + G \cdot L_2}{L} = \frac{m \cdot b \cdot h_T + m \cdot g \cdot L_2}{L} = \frac{m \cdot \mu \cdot g \cdot h_T + m \cdot g \cdot L_2}{L} = \frac{m \cdot g(\mu \cdot h_T + L_2)}{L} \quad (4.2)$$

dosazení do rovnice:

$$F_{z1} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot (0,8 \cdot 425,74 + 731,85)}{1785} = 1125,19 N$$

Z obrázku 18 platí pro rovnováhu momentů k bodu 1:

$$\sum M_1 = 0: F_{z2} \cdot L + F_s \cdot h_T - G \cdot L_1 = 0 \rightarrow F_{z2} \text{ [N]}$$

$$F_{z2} = \frac{G \cdot L_1 - F_s \cdot h_T}{L} = \frac{m \cdot g \cdot L_1 - m \cdot b \cdot h_T}{L} = \frac{m \cdot g \cdot L_1 - m \cdot \mu \cdot g \cdot h_T}{L} = \frac{m \cdot g \cdot (L_1 - h_T \cdot \mu)}{L} \quad (4.3)$$

kde po dosazení do rovnice:

$$F_{z2} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot (1053,15 - 425,74 \cdot 0,8)}{1750} = 738,71 N$$

Výpočet brzdné síly na jednotlivých nápravách:

Obecně platí: [1]

$$B_i = \mu \cdot F_{zi} \text{ [N]} \quad (4.4)$$

Tento výpočet nezahrnuje vliv stoupání, odpor vzduchu, brzdný moment motoru a moment setrvačnosti rotačních hmot hnacího ústrojí.

Brzdná síla na přední nápravě:

$$B_1 = 0,8 \cdot 1125,19 = 900,15 N$$

Brzdná síla na zadní nápravě:

$$B_2 = 0,8 \cdot 738,71 = 590,97 N$$

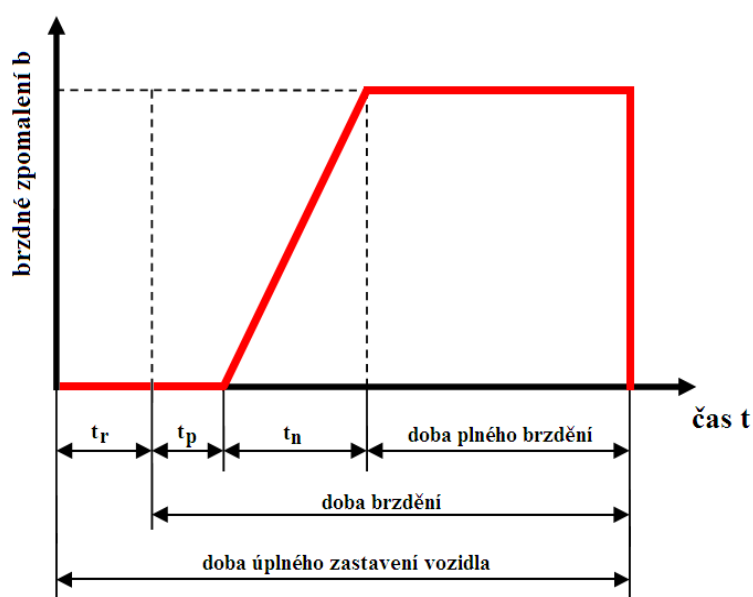
Z modelového případu vyplývá, že při brzdění na mezi adheze pro zvolenou hodnotu $\mu=0,8$ působí na přední nápravu síla $F_{z1}=1125,19 \text{ N}$ a na zadní nápravu síla $F_{z2}=738,71 \text{ N}$, což změní rozložení hmotnosti z výchozího procentuálního poměru mezi přední a zadní nápravou z 40/60 na 60/40.

4.4 Minimální brzdná dráha

Další významnou hodnotou pro zjištění dynamického chování závodního vozidla je důležité určit minimální brzdnu dráhu vozidla.

Minimální brzdna dráha vozidla je dráha nezbytná k úplnému zastavení vozidla o hmotnosti m jedoucího rychlostí v .

K výpočtení minimální brzdne dráhy vozidla je zapotřebí znát hodnotu reakční doby řidiče t_r , dobu prodlevy brzd t_p a dobu náběhu brzd t_n . Dále je nutno znát brzdne zpomalení vozidla b , které se skládá z koeficientu přilnavosti mezi pneumatikou vozidla a vozovkou μ a gravitačního zrychlení g .



Obr. 19 – Průběh brzdění

Zdroj: autor

Pro výpočet volím hodnotu koeficientu přilnavosti $\mu=0,8$ (mez adheze), a to z toho důvodu, že při této hodnotě je brzdna síla nejúčinnější.

Další důležité hodnoty pro výpočet: $t_r=0,79s$

$$t_p=0,05s$$

$$t_n=0,15s$$

Všechny hodnoty jsou zvoleny s ohledem na konstrukční řešení prototypu Formule Student. [1, 11]

Výpočet potřebné reakční dráhy vychází ze vztahu: [1]

$$s_1 = (t_r + t_p + t_n) \cdot \frac{v}{3,6} \quad (4.5)$$

pro rychlost $v=50$ km/h:

$$s_1 = (0,79 + 0,05 + 0,15) \cdot \frac{50}{3,6} = 13,75m$$

Výpočet brzdné dráhy pro zastavení vozidla: [1]

$$s_2 = \frac{v^2}{26 \cdot \mu \cdot g} \quad (4.6)$$

pro rychlost 50 km/h:

$$s_2 = \frac{50^2}{26 \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 12,25m$$

Celková potřebná dráha pro zastavení vozidla:

$$s = s_1 + s_2 = 13,75 + 12,25 = 26m \quad (4.7)$$

Pro další případy rychlostí jsem uvedl vypočtené hodnoty do Tabulky 5:

Tabulka 5 – Minimální brzdné dráhy pro jednotlivé rychlosti

Rychlost vozidla [km/h]	Reakční dráha [m]	Brzdná dráha [m]	Dráha potřebná k zastavení [m]
25	6,88	3,06	9,94
50	13,75	12,25	26,00
75	20,63	27,57	48,19
90	24,75	39,70	64,45
110	30,25	59,30	89,55
130	35,75	82,82	118,57
150	41,25	110,27	151,52
200	55,00	196,03	251,03
220	60,50	237,20	297,70
250	68,75	306,30	375,05

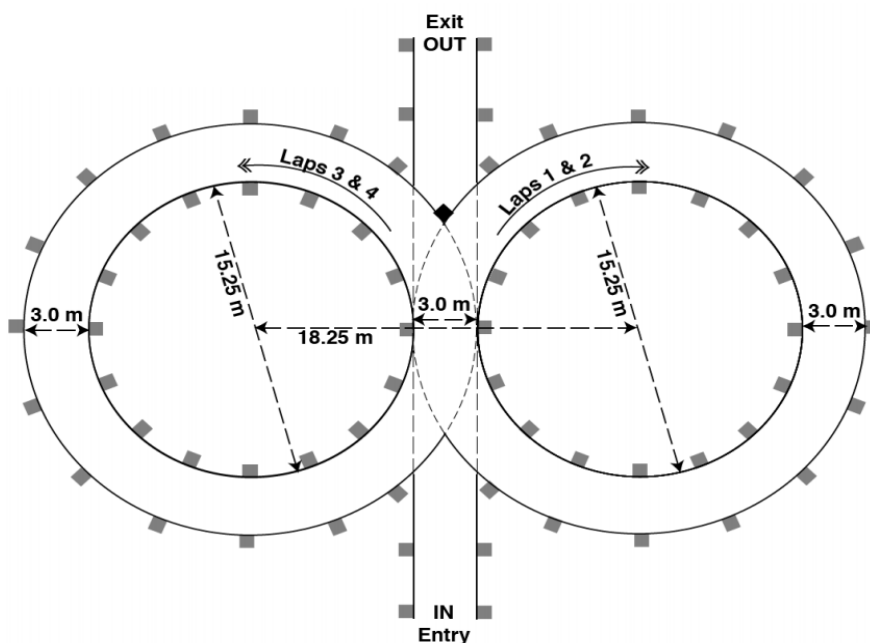
Zdroj: autor

Z provedených výpočtů je patrné, že minimální brzdná dráha při započtení všech dob při 50 km/h, což je udávaná průměrná rychlost, kterou se vozidlo při studentských soutěžích pohybuje je 26 metrů.

4.5 Příčná stabilita vozidla pro jízdu zatáčkou

Pro modelový případ příčné stability vozidla pro jízdu zatáčkou vycházím z dynamické soutěžní disciplíny nazvané Skid-Pad, zařazované na závodech studentských formulí typu SAE.

Hodnoty pro výpočet jízdy zatáčkou jsou uvedeny v Obr. 20:



Obr. 20 – Skid-Pad [10]

Příčnou stabilitu vozidla v zatáčce ovlivňuje mnoho faktorů, jako například odpor valení, odpor vzduchu, vliv pružnosti kol na okamžitý střed zatáčení aj. Tyto vlivy však pro následující případ z důvodu zjednodušení zanedbávám.

Při jízdě zatáčkou na vodorovné vozovce působí na vozidlo součinitel boční soudržnosti, tíha vozidla a odstředivá síla. Proto, aby se vozidlo nedostalo do bočního smyku musí platit podmínka, kde odstředivá síla F_o musí být menší nebo rovna součinu tíhové síly vozidla G a součinitele boční soudržnosti μ_y .

Pro následný výpočet nenastání smyku budu vycházet ze vzorce (3.6):

Pro případ rychlosti vozidla $v=20$ km/h a rozchod přední nápravy $B_1=1340$ mm:

$$\frac{1340}{2 \cdot 425,74} \geq 0,8 \geq \frac{20^2}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 15,25}$$

$$1,57 \geq 0,8 \geq 0,21 \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Pro další rychlosti uvádím vypočtené hodnoty v Tabulce 6:

Tabulka 6 – Příčná stabilita vozidla pro rozchod B₁

Rychlost vozidla	Podmínka nepřeklopení	μ_y	Podmínka nenastání smyku	Stav
20	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,2063	✓
25	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,3224	✓
30	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,4642	✓
35	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,6318	✓
38	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,7448	✓
39	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,7845	✓
39,1	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,7885	✓
39,2	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,7926	✓
39,384	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,8000	✓
39,4	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,8007	✗
39,5	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,8047	✗
40	1,5737	$\geq 0,8 \geq$	0,8252	✗

Zdroj: autor

Z důvodu nestejného rozměru rozchodů přední a zadní nápravy prototypu Formule Student, uvádím výpočet i pro zadní nápravu:

Tabulka 7 – Příčná stabilita vozidla pro rozchod B₂

Rychlost vozidla	Podmínka nepřeklopení	μ_y	Podmínka nenastání smyku	Stav
20	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,2063	✓
25	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,3224	✓
30	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,4642	✓
35	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,6318	✓
38	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,7448	✓
39	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,7845	✓
39,1	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,7885	✓
39,2	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,7926	✓
39,384	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,8000	✓
39,4	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,8007	✗
39,5	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,8047	✗
40	1,5855	$\geq 0,8 \geq$	0,8252	✗

Zdroj: autor

Výpočtem bylo zjištěno, že rozdíl rozchodu přední a zadní nápravy nemá v tomto případě na podmínku nenastání smyku žádný vliv. Mezní hodnotou nastání smyku je dle výpočtů rychlost vozidla 39,384 km/h. V případě podmínky nepřeklopení vozidla je z výpočtu zřejmé, že širší rozchod vozidla zajišťuje větší stabilitu.

Vypočtené hodnoty jsou v tomto případě teoretického charakteru z důvodu použití zjednodušujících podmínek. V praxi bude hodnota maximální dosažitelné rychlosti vozidla

nižší, a to nejen v tomto případě z důvodu zjednodušení, ale také z důvodu toho, že řidiče nikdy nedosáhne výsledků, které jsou vypočteny na teoretické úrovni.

4.6 Určení nejvyšší dosažitelné rychlosti vozidla

Pro tento případ vycházím z rovnice rovnováhy sil pro silniční vozidlo, za podmínky kdy sklon vozovky je roven $\alpha=0$ a vozidlo se pohybuje s ustáleným rovnoměrným pohybem se zrychlením $a=0$.

Pro další výpočty počítám s hodnotou čelní plochy vozidla $S_x=1,1\text{m}^2$ a součinitelem odporu vzduchu $C_x=0,3$ viz. příloha B. Hodnotu součinitele valivého odporu $f_k=0,01$ volím dle používaného povrchu na závodní dráze z tabulky 1.

Při dodržení vstupních podmínek pak má rovnice tvar:

$$F_k = O_f + O_{vz} \rightarrow O_{vz} = F_k - O_f \quad [\text{N}] \quad (4.8)$$

Po úpravách rovnice dostávám tvar:

$$v = \sqrt{\frac{\frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta}{r} - (m \cdot g \cdot f)}{0,05 \cdot C_x \cdot S_x}} \quad [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.9)$$

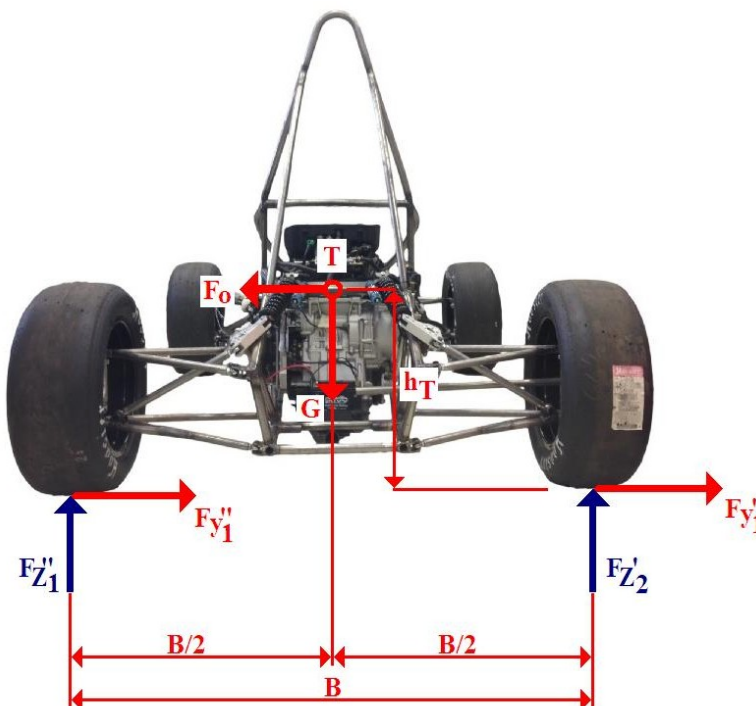
$$v = \sqrt{\frac{\frac{43 \cdot 4,77 \cdot 0,95}{0,2603} - (190 \cdot 9,81 \cdot 0,01)}{0,05 \cdot 0,3 \cdot 1,1}} = 210,33 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Z výpočtů vyplývá, že maximální dosažitelná rychlost prototypu při nynějším stavu dosahuje hodnoty $210,33 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Tato hodnota je pouze orientační, zkresluje ji zvolený součinitel odporu vzduchu, čelní plocha vozidla a zvolený součinitel valivého odporu.

4.7 Výpočet limitní odstředivé síly

Z důvodu teoretického pohledu na možné působení maximální možné odstředivé síly na prototyp Formule Student je v této kapitole zařazen výpočet limitní odstředivé síly.

Pro výpočet limitní odstředivé síly vycházím z Obr. 21 a hodnot uvedených v předchozích výpočtech.



Obr. 21 – Limitní odstředivá síla

Zdroj: autor

Pro výpočet podmínky nepřeklopení vozidla vycházím ze vztahu (3.1), který má tvar:

$$F_o \cdot h_T \leq G \cdot \frac{B}{2} \rightarrow F_o = \frac{m \cdot g \cdot \frac{B}{2}}{h_T} \quad [\text{N}]$$

Po dosazení do rovnice pro rozchod přední nápravy B₁:

$$F_{o1} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot \frac{1340}{2}}{425,74} = 2933,28 \text{ N}$$

Pro rozchod zadní nápravy B₂:

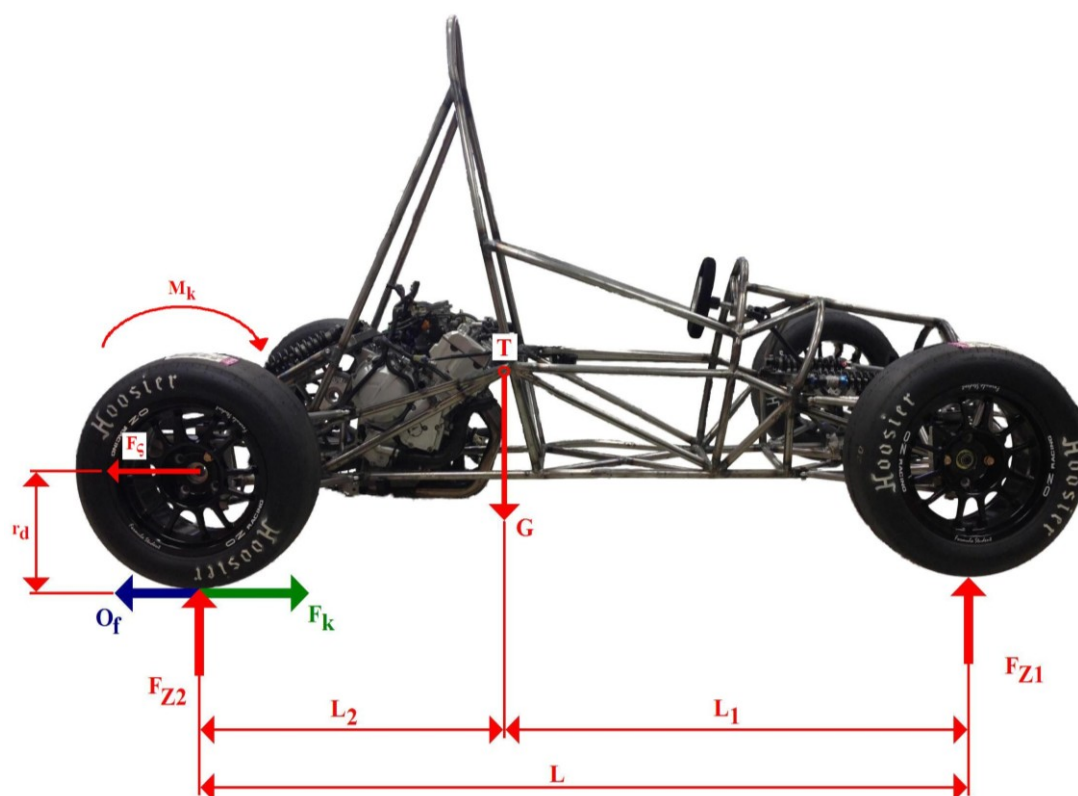
$$F_{o2} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot \frac{1350}{2}}{425,74} = 2995,17 \text{ N}$$

Z výpočtu je jasně patrné, že při rozchodu 1340 mm je působení limitní odstředivé síly menší, a proto je pro nás její hodnota vypovídající. Hodnotu pro rozchod 1350mm nejsme v reálných podmínkách schopni nasimulovat, a to z důvodu, že síla F_{o1} zasáhne dříve, než by mohla síla F_{o2} nastat.

4.8 Vliv hnacího momentu na zatížení náprav

Dalším zařazeným modelovým případem pro zjištění dynamiky pohybu závodního vozidla je vliv hnacího momentu na zatížení náprav.

V této modelové situaci mě zajímá vliv maximální možné zatěžující síly na jednotlivé nápravy vozidla.



Obr. 22 – Vliv hnacího momentu na zatížení náprav

Zdroj: autor

Pro další výpočet tohoto případu je nutno vypočíst sílu na kole, která vychází z momentu na kole a poloměru kola dle vzorce (2.2), kde po dosazení do rovnice:

$$F_k = \frac{43 \cdot 4,77 \cdot 0,95}{0,2603} = 748,58 N$$

Dále je zapotřebí určit zatížení přední a zadní nápravy vycházející z rovnováhy sil a momentů dle obrázku vyplývá: [1]

$$\sum x = 0: F_k - O_f - F_\zeta \rightarrow F_\zeta = |F_x| = F_k - O_f \quad (4.10)$$

$$\sum F_\zeta = 748,58 - (190 \cdot 9,81 \cdot 0,01) = 729,94 N$$

$$\sum z = 0: G - F_{z1} - F_{z2} = 0 \rightarrow G = F_{z1} + F_{z2} \quad (4.11)$$

$$\sum M = 0: F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 + F_\zeta \cdot r = 0 \quad (4.12)$$

Kde z rovnice momentů pro zatěžující sílu přední nápravy platí:

$$F_{z1} = \frac{G \cdot L_2 - F_\zeta \cdot r}{L} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot 731,85 - 729,94 \cdot 260,3}{1785} = 657,76 N$$

A pro zatěžující sílu na zadní nápravu:

$$F_{z2} = \frac{G \cdot L_1}{L} + \frac{F_\zeta \cdot r}{L} = \frac{G \cdot L_1 + F_\zeta \cdot r}{L} = \frac{190 \cdot 9,81 \cdot 1053,15 + 729,94 \cdot 260,3}{1785} = 1206,15 N$$

Síla F_{z1} je v tomto případě silou odlehčující přední nápravu při působení maximálního točivého momentu motoru. V přepočtu ji odlehčuje váha rovnající se 67,07 kg. Síla F_{z2} modeluje nárůst tíhy při odlehčení přední nápravy, v přepočtu se přírůstek tíhy rovná hmotnosti 122,99 Kg.

Z výše provedených výpočtů vyplývá že, poměr vah se při maximálním točivém momentu změnil z procentuálního poměru zatížení náprav z 40/60 (klidový stav) na 35/65 v poměru přední/zadní nápravě.

4.9 Teoretický výpočet maximálního zrychlení a doba potřebná k ujetí 75 metrů

Teoretický výpočet maximálního zrychlení a dobu potřebnou pro ujetí dráhy 75 metrů s pevným startem jsem zařadil mezi modelové případy jízdy zejména proto, že při závodech studentských formulí je potřebná dráha k ujetí 75 metrů zařazená mezi dynamické disciplíny.

Výsledek tohoto výpočtu bude vypovídat o tom, jak je na tom prototyp v současné době z dynamického hlediska, se svou nynější váhou a použitým motorem.

Pro výpočet zrychlení jsem vycházel ze základní pohybové rovnice silničního vozidla (2.1), kde zanedbávám odpor sklonu a to z toho důvodu, že disciplína se provádí na vozovce se sklonem $\alpha=0^\circ$. Po úpravách ze základní pohybové rovnice dostávám zrychlení, které je dáno vztahem:

$$a = \frac{(0,05 \cdot C_x \cdot S_x \cdot v^2) - (m \cdot g \cdot f) + \frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta}{r}}{m \cdot \delta} \quad (4.13)$$

$$a = \frac{(0,05 \cdot 0,3 \cdot 1,1 \cdot 210,33^2) - (190 \cdot 9,81 \cdot 0,01) + \frac{43 \cdot 4,77 \cdot 0,95}{0,2603}}{190 \cdot 1,04} = 7,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dále vypočítám potřebnou dobu k ujetí 75 metrů z rychlosti $v=0$, pro kterou využívám vztah:

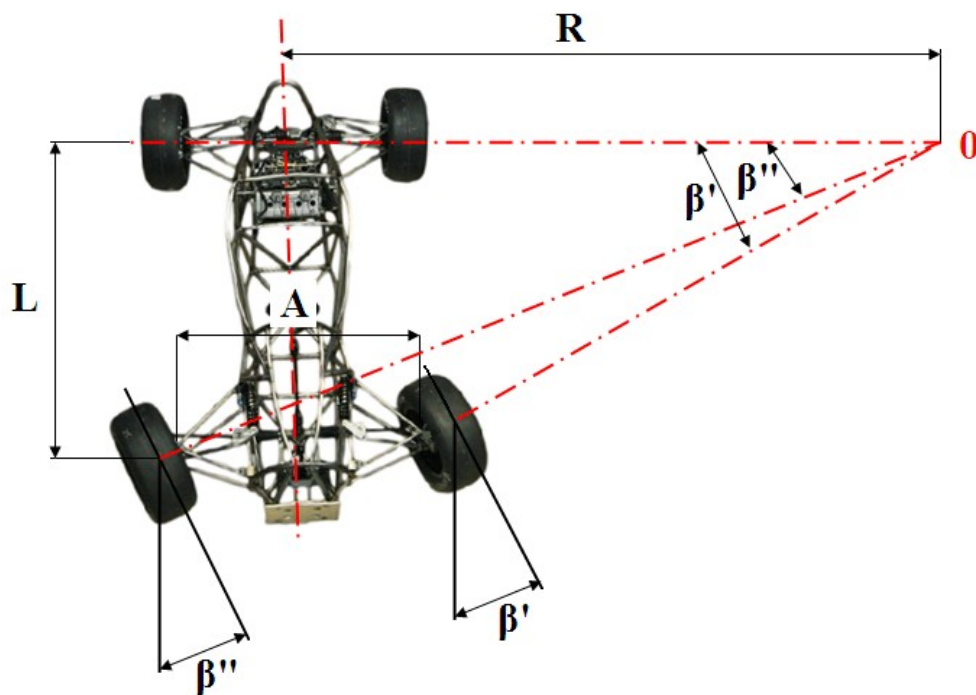
$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \rightarrow t = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}} \quad (4.14)$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 75}{7,39}} = 4,51 \text{ s}$$

Dle výpočtů jsem zjistil, že maximální možné zrychlení, kterého je schopen prototyp dosáhnout je $7,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a doba potřebná k ujetí dráhy je rovna $4,51 \text{ s}$. Oba výpočty v této kapitole jsou velkou měrou ovlivňovány zvoleným součinitelem odporu a čelní plochou vozidla.

4.10 Výpočet šířky pásu

Výpočet šířky pásu je zde zařazen pro přehled potřebné šířky pro průjezd daným obloukem. Celý výpočet vychází z podmínky Ackermanových úhlů dle Obr. 23, kde musí osy rejdových čepů kol být kolmé k vozovce.



Obr. 23 – Ackermanovy úhly Formule Student SAE

Zdroj: autor

Pro dodržení odvalování řídicích kol v zatáčce, je nezbytné splnit určitý poměr mezi úhly vychýlení vnitřního a vnějšího kola.

Podmínka Ackermanových úhlů vychází ze vztahu:

$$\cot g\beta' = \frac{R - \frac{A}{2}}{L} \quad [-] \quad (4.15)$$

$$\cot g\beta'' = \frac{R + \frac{A}{2}}{L} \quad [-] \quad (4.16)$$

kde:

A vzdálenost os rejdových čepů [mm]

R poloměr zatáčení [mm]

po dosazení do rovnice (4.15) dále platí:

$$\cot g\beta' = \frac{R - \frac{A}{2}}{L} = \frac{5000 - \frac{1216}{2}}{1750} = 2,51$$

po dosazení do rovnice (4.16) platí:

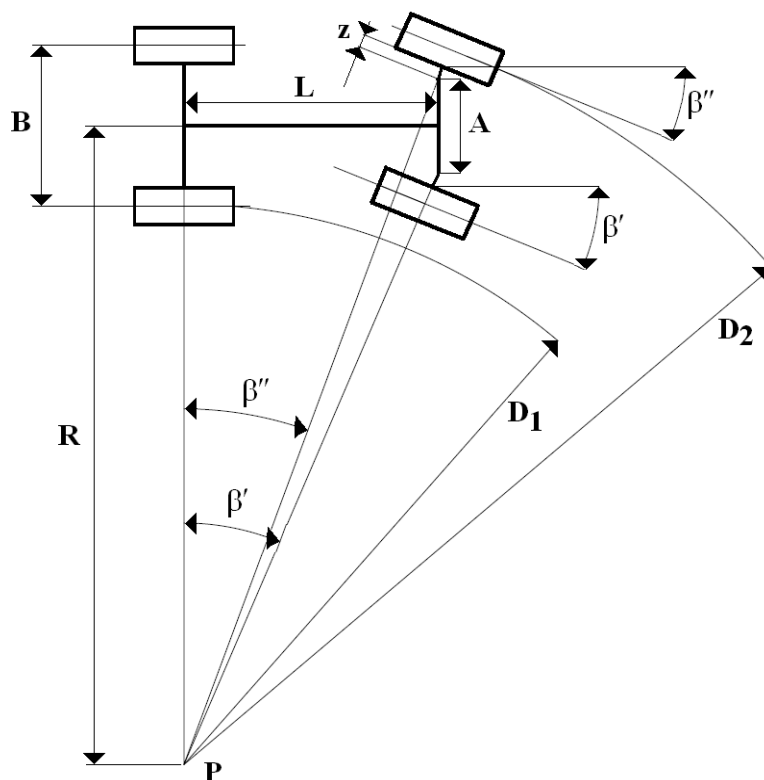
$$\cot g\beta'' = \frac{R + \frac{A}{2}}{L} = \frac{5000 + \frac{1216}{2}}{1750} = 3,20$$

podmínka Ackermanových úhlů:

$$\cot g\beta'' - \cot g\beta' = \frac{A}{1750}$$

$$3,20 - 2,51 = \frac{1216}{1750} \rightarrow 0,69 = 0,69 \quad \text{O.K. – podmínka splněna}$$

Za pomoci geometrické podmínky vypočítám vnější stopový průměr zatáčení D_1 dle obr. 24:



Obr. 24 – Kinematika zatáčení Formule Student SAE

Zdroj: autor

$$D_1 = 2 \cdot \left(\frac{R_{\min} + \frac{A}{2}}{\cos \beta''} + z \right) = 2 \cdot \left(\frac{L}{\sin \beta''} + z \right) \quad [\text{mm}] \quad (4.17)$$

kde:

R_{\min} minimální poloměr zatáčení [mm]

A vzdálenost os rejdových čepů [mm]

β'' maximální natočení vnějšího kola [°]

z rozdíl mezi rozchodem a osou rejdových čepů [mm]

po dosazení platí:

$$D_1 = 2 \cdot \left(\frac{1750}{\sin 17,3} + 62 \right) = 11893,66 \text{ mm}$$

Za pomoci geometrické podmínky vypočítám vnější stopový průměr zatáčení D_2 dle Obr. 24:

$$D_2 = 2 \cdot \left(R_{\min} - \frac{A}{2} \right) = 2 \cdot (L \cdot \cot g\beta - z) \quad [\text{mm}] \quad (4.18)$$

kde:

β' maximální natočení vnitřního kola [°]

po dosazení platí:

$$D_2 = 2 \cdot (1750 \cdot \cot g 21,7 - 62) = 305641,28 \text{ mm}$$

Výpočet šířky jízdního pruhu \check{s}_p :

$$\check{s}_p = L \cdot \left(\frac{1}{\sin \beta''} - \frac{1}{\tg \beta'} \right) + 2 \cdot z \quad [\text{mm}] \quad (4.19)$$

po dosazení:

$$\check{s}_p = 1750 \cdot \left(\frac{1}{\sin 17,3} - \frac{1}{\tg 21,7} \right) + 2 \cdot 62 = 1611,27 \text{ mm}$$

Z uvedených výpočtů vyplývá, že minimální potřebná šířka jízdního pruhu při maximálním natočení řídících kol činí 1611,27 mm.

5 Negativní aspekty volby ideální jízdní stopy

Kapitola negativních aspektů volby ideální jízdní stopy přináší hned několik zásadních poznatků, a to z toho důvodu, že ne každá ideální jízdní stopa musí být vhodná za každé jízdní situace.

V praxi může tento jev nastat hned v několika případech a to:

- špatné adhezní podmínky v ideální jízdní stopě
- ideální stopa jako špatná dráha pro předjetí jiného vozidla
- při jízdě v závleku zpomalování jezdce před námi
- ideální stopa je tvořena jezdce před námi
- ideální stopa do zatáčky je ve většině případů vedena z vnějšku – otevření možnosti podjetím soupeřem
- uzavření stopy jinému závodníkovi při pokusu o podjetí
- ideální stopa je volena všemi jezdci před námi, při vzniku kolize dochází k omezení ostatních jezdců, kteří zvolili stejnou stopu
- při jejím zvolení hůře realizovatelná změna stopy

Těchto několik výčtů situací představuje negativní aspekty volby ideální jízdní stopy, které mohou nastat ve dvou rovinách, a to z pohledu trati a z pohledu jezdce.

Negativní aspekty z pohledu jezdce jsou ovlivnitelným členem, který závisí na každém závodníkovi a na jeho umění zvládnout jízdní situaci, a tím ovládnout vozidlo. Dávají za předpoklad to, jak jezdec zvládá nenadále situace na trati, a jak dobře na ně umí reagovat.

Z pohledu trati může mít volba ideální jízdní stopy několik negativ, které vycházejí z její struktury. Ideální jízdní stopa nemusí být vždy místem na trati s nejlepším povrchem, a to vlivem vytíženosti závodníků, kteří se tuto stopu snaží zvolit.

V součtu věci lze konstatovat, že každá zvolená stopa může resp. je ideální v jiné situaci a každá stopa má své kladné a záporné stránky.

6 Návrhy a doporučení

Celá tato kapitola je koncipována jako návrhy a doporučení pro samotnou stavbu závodního vozidla. Všechny návrhy a doporučení jsou psány v mezích provedených výpočtů dle aktuálních rozměrů prototypu Formula Student SAE VŠB-TUO a mají sloužit jako podklad pro vývoj druhého zamýšleného prototypu.

Veškeré popsané návrhy jsou skresleny, a to z toho důvodu, že první prototyp zatím není v konečné fázi, a tak se hmotnost, rozdělení hmotností, těžiště, umístění určitých komponentů budou na dokončeném vozidle lišit. I přesto mohou tyto návrhy posloužit jako podklad pro ucelený pohled na dosavadní průběh stavby prototypu a rozkrýt jeho případné nedostatky.

Jako první doporučení, které se nabízí z provedených výpočtů, je doporučení týkající se polohy těžiště vozidla. Jelikož výsledky výpočtů naznačují, že poloha těžiště v horizontálním směru je relativně vysoká s ohledem na skutečnost, má-li se jednat o konkurenci schopný závodní vůz s dobrými dynamickými vlastnostmi. Výpočty dále ukazují i na zatím nepříznivou vertikální polohu těžiště. Dle dosavadního stavu prototypu je momentální rozložení hmotnosti v procentuálním poměru, přední nápravy ku zadní nápravě 40/60. S ohledem na tuto skutečnost se bude prototyp chovat jako přetáčivý. Při úvaze nedokončené stavby lze konstatovat, že poloha těžiště jak v horizontálním, tak ve vertikálním směru změní svoji polohu. Otázkou však zůstává, jak se poloha těžiště změní, na paměti by však mělo zůstat to, aby se rozložení hmotnosti blížilo, co nejvíce neutrálnímu chování vozidla, což zapříčiní procentuální rozložení 50/50. Docílit této úpravy lze posunem jednotlivých komponentů, a však v přípustných mezích stanovených normou FSAE.

Jako další podklad pro návrh a doporučení slouží výpočet maximální rychlosti a maximálního zrychlení vozidla. Pro tento výpočet bylo nutné stanovit hodnotu čelní plochy vozidla a hodnotu součinitele odporu vzduchu, které zatím nejsou známy. Z tohoto důvodu jsem provedl experimentální výpočet čelní plochy a stanovení hodnoty součinitele odporu vzduchu, které mají značný vliv při výpočtu maximální rychlosti a zrychlení vozidla. Maximální rychlost u vozidel kategorie Student SAE nemá až tak zásadní roli, a to proto, že disciplíny nejsou nastaveny na velké rychlosti. Daleko větší vypovídající hodnotu má pro návrh maximální možné zrychlení vozidla, které při výpočtu dosáhlo hodnoty $7,39 \text{ m s}^{-2}$. Z úvahy modelové situace vyplývá, že důležitým parametrem pro zvýšení

zrychlení je samozřejmě výkon motoru, který je ale omezen normou, a tak jediné možné řešení jak více navýšit hodnotu zrychlení je vyladění karoserie prototypu. A to tak, že by zajistilo dobré obtékačí vlastnosti kolem karoserie za dodržení co nejmenší čelní plochy vozidla.

Poslední vypovídající hodnotou, která může být použita např. při testování vozidla je minimální šířka jízdního pruhu. Tuto hodnotu jsem stanovil za pomoci Ackermanových úhlů a její hodnota je 1611,27 mm. Pro průjezdnost menšími oblouky a pro lepší manipulaci navrhuji zvětšit poloměry zatačení řídicí nápravy.

V této části práce je nutno zmínit, že veškeré výpočty jsou prováděny bez váhy jezdce. K tomuto opatření bylo přistoupeno z důvodu bezpečnosti. Vysvětlením je chybějící člen prototypu, v tomto případě sedadlo pilota, které by zajistilo fixaci figuranta při měření váhy. Tento postup sice zkreslil aktuální výsledky dynamiky pohybu vozidla, avšak na prototypu se v době měření nenacházely další důležité komponenty, kterými jsou např. brzdy, chladič, diferenciál, palivová nádrž, sání, karoserie aj. Z tohoto důvodu jsem k práci přistoupil jako k metodickému postupu zjištění dynamických vlastností, kdy změnou vstupních údajů lze získat aktuální hodnoty vozidla. Proto přiložené výpočty a jejich výstupy mohou sloužit jako podklad pro úvahy konstrukčního týmu nad rozložením komponentů, které na prototypu zatím chybí.

7 Závěr

Cílem této práce bylo popsat základy teorie jízdní stopy, stanovit negativní aspekty ideální jízdní stopy, přinést návrhy a doporučení z modelových případů závodního vozidla.

V základech teorie jízdní stopy popisují faktory ovlivňující jízdní stopu a charakterizují tři základní stavy chování vozidel, kterými jsou přetáčivost, nedotáčivost a neutralita. Dále se v práci zabývám apexem zatáčky, kde poukazuji na jeho možné varianty projetí a srovnávám pozdní a brzký apex. Dále se věnuji průjezdu zatáčkou a vlivem působících sil při jejím projetí.

V hlavní části práce modeluji devět teoretických případů, které mohou působit na vozidlo během závodu. Z těchto příkladů vycházím dále pro kapitulu návrhů a doporučení, kde zhodnocuji aktuální stav prototypu a jeho vypočtené dynamické vlastnosti. Tyto návrhy mají dále sloužit jako podklad pro vývoj druhého prototypu, který Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava zamýšlí postavit.

Je zde dobré říci, že bylo stěžením sestavit modelové situace na vozidlo, které se nachází v této fázi rozpracování a vhodně provést návrhy a doporučení pro následnou stavbu druhého prototypu. Práce přináší základní pohled na dynamiku pohybu vozidla, tak jak se nacházelo v momentu odměření jeho rozměrů. Veškeré provedené výpočty jsou proto v práci značně zkresleny nedokončením prototypu. Práci lze proto pojmut jako metodický postup zjištění dynamiky finálního prototypu.

Poděkování

V závěru práce bych chtěl moc poděkovat zejména mým rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Michalu Richtáři za odborné konzultace a rady ke zpracování této práce.

Moc Vám děkuji.

8 Seznam použité literatury

Literatura

- [1] MATĚJKA, R.: Vozidlá silniční dopravy *I*, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
- [2] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel, Brno 2005, ISBN 80-239-0024-2
- [3] Vlk, F.: Motorová vozidla *I*, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
- [4] Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků – Vozidla silniční a terénní, Praha 1988, ISBN 11-230000-18173

Webové zdroje

- [7] [online].[cit.20.3.2014].URL: <homen.vsb.cz/~sli95/mvd/mvd_zry.htm>
- [8] [online].[cit.1.5.2014].URL: <www.easykart.cz>
- [9] [online].[cit.26.2.2014].URL: <<http://www.autoweb.cz/jak-byt-lepsim-ridicem-kapitola-6-idealni-stop-a-apex/>>
- [10] [online].[cit.3.4.2014].URL:<<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf>>
- [11] [online].[cit.10.3.2014].URL:<<http://cs.autolexicon.net/articles/brzdna-draha/>>
- [12] [online].[cit.7.5.2014].URL:<www.mcgill.ca>

9 Seznam tabulek a obrázků

Tabulky:

Tabulka 1 – Součinitele valivého odporu

Tabulka 2 – Hodnoty součinitele odporu vzduchu

Tabulka 3 – Hodnoty čelní plochy vozidla

Tabulka 4 – Naměřené hodnoty prototypu vozidla Formula Student

Tabulka 5 – Minimální brzdné dráhy pro jednotlivé rychlosti

Tabulka 6 – Příčná stabilita vozidla pro rozchod B_1

Tabulka 7 – Příčná stabilita vozidla pro rozchod B_2

Obrázky:

Obr. 1 – Zaznačení jízdních odporů vozidla

Obr. 2 – Hnací síla potřebná k překonání jízdních odporů

Obr. 3 – Moment valivého odporu kola M_{iK} a valivý odpor kola O_{fk} na volně se valícím kole

Obr. 4 – Vliv huštění pneumatiky na odpor valení

Obr. 5 – Určení odporu stoupání

Obr. 6 – Proudění vzduchu kolem kapkovitého tvaru karoserie

Obr. 7 – Součinitel odporu vzduchu dle tvaru karoserie vozidla

Obr. 8 – Stanovení polohy těžiště

Obr. 9 – Stanovení polohy těžiště

Obr. 10 – Přetáčivé vozidlo

Obr. 11 – Nedotáčivé vozidlo

Obr. 12 – Apex

Obr. 13 – Grafické znázornění průběhů průjezdu zatáčky

Obr. 14 – Zakreslení hodnot vozidla Formula Student

Obr. 15 – Zaznačení hodnot rozměrů vozidla Formula Student

Obr. 16 – Bezpečnostní test-náklonová zkouška

Obr. 17 – Zakreslení těžiště vozidla Formula Student

Obr. 18 – Zaznačení sil při brzdění

Obr. 19 – Průběh brzdění

Obr. 20 – Skid-Pad

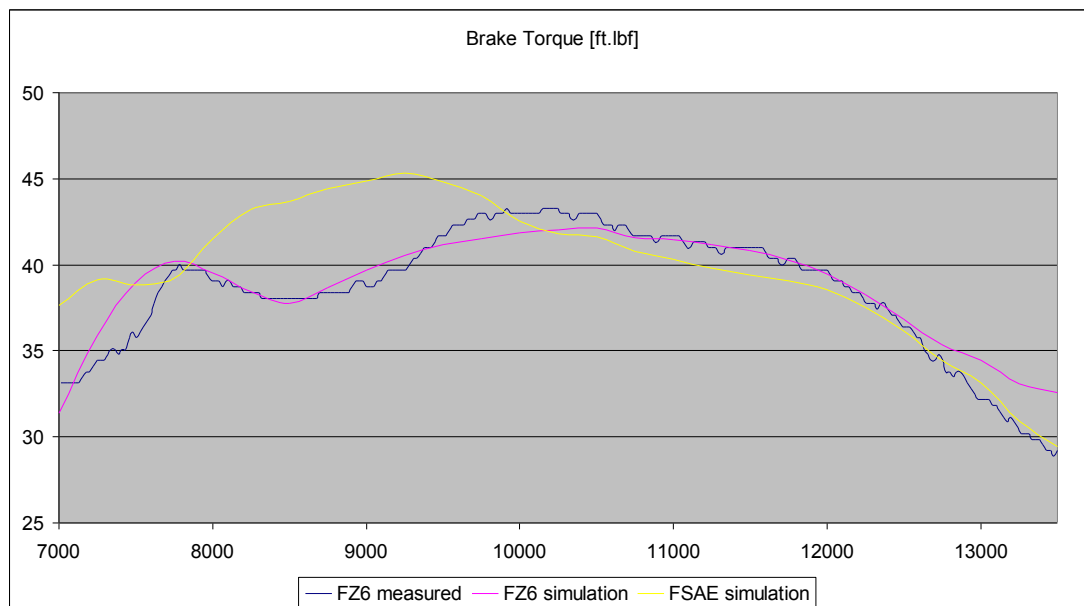
Obr. 21 – Limitní odstředivá síla

- Obr. 22 – Vliv hnacího momentu na zatížení náprav
- Obr. 23 – Ackermanovy úhly Formule Student SAE
- Obr. 24 – Kinematika zatáčení Formule Student SAE
- Obr. 25 – Křivky výkonu agregátu osazeném v prototypu Formula Student
- Obr. 26 – Čelní pohled na model prototypu Formula Student
- Obr. 27 – Aktuální světlá výška prototypu Formule Student SAE VŠB

10 Seznam příloh

Příloha A

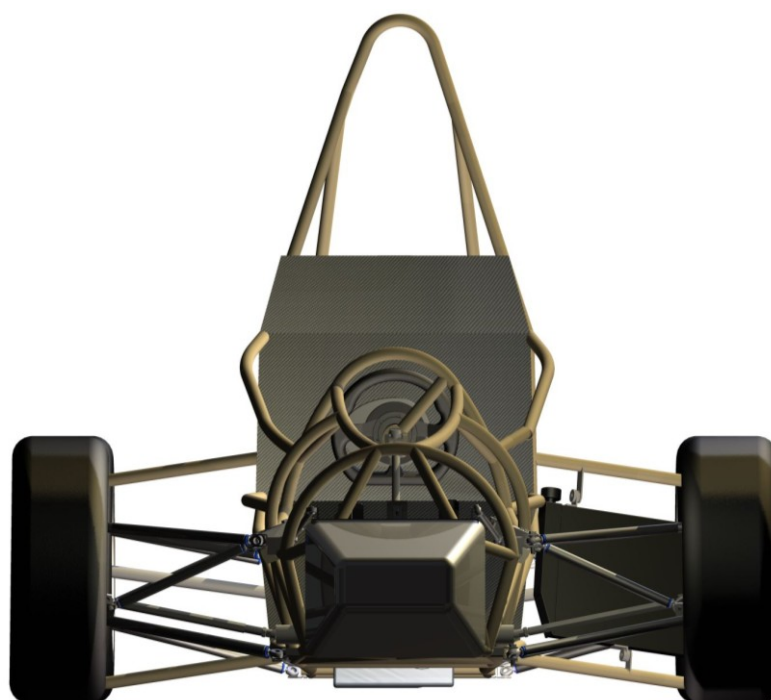
Pro výpočty modelových případů jízdy závodního vozidla vycházím z hodnot křivek krouticího momentu z Obr. 25, konkrétně křivky FZ6 simulation, která mi byla poskytnuta týmem Formule Student Vysoké školy Báňské – Technické univerzity Ostrava.



Obr. 25 – Křivky výkonu agregátu osazeném v prototypu Formula Student [VŠB-TUO]

Příloha B

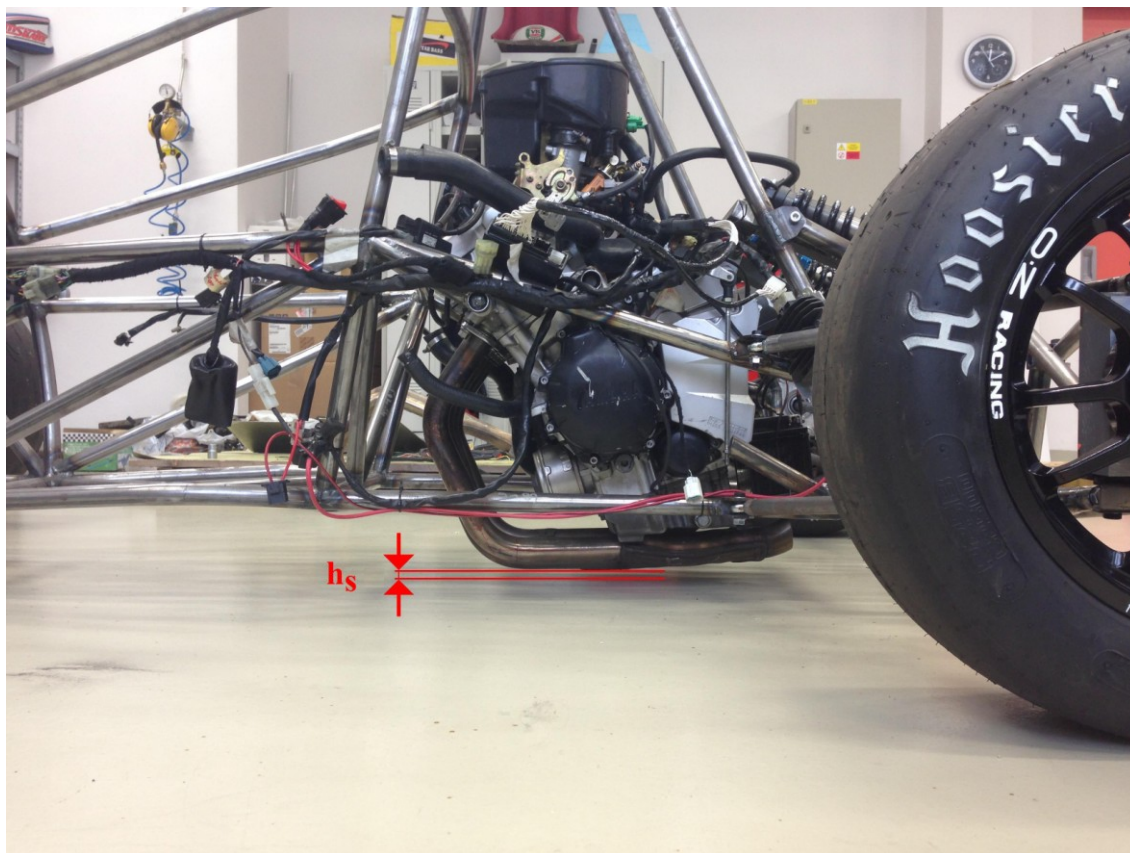
Pro provádění výpočty v kapitole 4 bylo nutné stanovit velikost čelní plochy a hodnotu součinitele odporu vzduchu. Z důvodu nedokončení prototypu a zatím neznámé finální verze tvaru karoserie jsem přistoupil k experimentálnímu výpočtu čelní plochy, pro který jsem použil jako předlohu Obr. 26. Výpočet jsem dále porovnal s Tabulkou 3 a pro výpočty jsem stanovil hodnotu čelní plochy na $S_x=1,1\text{m}^2$. Dále jsem byl nucen zvolit hodnotu součinitele odporu, kterou jsem převzal z Tabulky 2, kde dále počítám s hodnotou $C_x=0,3$ z důvodu neznání oblékacích vlastností karoserie.



Obr. 26 – Čelní pohled na model prototypu Formula Student [Autor: Bc. Tibor Kállai]

Příloha C

Detail na momentální maximální světlou výšku prototypu. Její hodnota činí 35 mm.



Obr. 27 – Aktuální světlá výška prototypu Formule Student SAE VŠB

Zdroj: autor